



Universitat de Lleida

TREBALL FINAL DE GRAU



ESCOLA
POLITÈCNICA SUPERIOR
UNIVERSITAT DE LLEIDA
INSPIRING THE FUTURE

Estudiant: Adrià Bonjorn Cervera

Titulació: Grau en Enginyeria Mecànica

Títol de Treball Final de Grau: Sistema dinàmic PCM en parets

Director/a: Alvaro de Gracia

Presentació

Mes: Juliol

Any: 2019

Índex	
1. Introducció	5
1.1. Justificació	5
1.2. Objectiu	5
2. Antecedents	6
2.1. Material de canvi de fase	6
2.1.1. Incorporació de materials de canvi de fase en sistemes constructius	6
2.1.2. Tipus de materials de canvi de fase	7
2.2. Requeriments	7
3. Memòria	8
3.1. Dimensionat sistema PCM	8
3.1.1. Simulació tèrmica	11
3.2. Elecció del sistema de transmissió	17
3.3. Tipus de corretja dentada	20
3.4. Anàlisi cinemàtic del mecanisme	21
3.5. Anàlisi dinàmic del mecanisme	23
3.6. Vis-sens-fi i corona	29
3.6.1. Motor	33
3.7. Arbre de transmissió	34
3.7.1. Forces d'engranament	35
3.7.2. Reaccions en els rodaments	36
3.7.3. Diagrames d'esforços interns	38
3.7.4. Vida útil dels rodaments sotmesos a càrregues dinàmiques	41
4. Conclusió	45
5. Bibliografia	46
Annex I	47
1.1. Extracte del catàleg KHK Worm Gears	48
1.2. Especificacions motor NEMA 34HS38-3008S	49
1.3. Especificacions rodament radial 61808	50
1.4. Especificacions rodament de contacte angular 3808-B-2RZ-TVH	51
Annex II	52
1. Taula de resultats dels càlculs dinàmics	53
Annex III	56
1. Plànol del muntatge del sistema	57

2. Plànol de la bancada inferior	57
3. Plànol de la bancada superior	57
4. Plànol del conjunt corretja i tela	57
5. Plànol dels dos eixos del sistema	57
6. Plànol del conjunt motor	57
7. Plànol d'una de les politges	57
8. Plànol del suport del rodament axial	57
9. Plànol del suport del rodament radial	57
10. Plànol de la base de l'estructura	57
11. Plànol del lateral 1 de l'estructura	57
12. Plànol del lateral 2 de l'estructura	57
13. Plànol de la tapa de l'estructura	57

Figura 1. Configuració d'hivern del sistema dinàmic PCM. PCM en blau.	5
Figura 2. Configuració d'estiu del sistema dinàmic PCM. PCM en blau.	5
Figura 3. Material de canvi de fase agregat en formigó.	6
Figura 4. Material de canvi de fase microencapsulat.	6
Figura 5. Sals hidratades, material de canvi de fase inorgànica.	7
Figura 6. Parafina, material de canvi de fase orgànic.	7
Figura 7. Densitat superficial d'una làmina contínua de PCM i d'un conjunt de tubs plens de PCM.	8
Figura 8. Esquema de la geometria utilitzada en la simulació tèrmica així com els materials que componen el sistema d'estudi.	11
Figura 9. Simulació tèrmica. Variació de temperatura al llarg del temps.	12
Figura 10. Simulació tèrmica. Temperatura màxima al cap de 3 hores.	13
Figura 11. Simulació tèrmica. Moviment de l'aire al cap de 3 hores.	13
Figura 12. Simulació tèrmica amb tubs de PVC. Flux de 150 W/m^2	14
Figura 13. Simulació tèrmica amb tubs d'alumini. Flux de 100 W/m^2	15
Figura 14. Simulació tèrmica per tubs d'alumini. Flux de 300 W/m^2	16
Figura 15. Corretja de fricció.	17
Figura 16. Cadena.	18
Figura 17. Corretja dentada.	19
Figura 18. Representació conceptual del mecanisme.	20
Figura 19. Esquema de l'anàlisi cinemàtic del mecanisme.	21
Figura 20. Paràmetres dinàmics i cinemàtics principals.	24
Figura 21. Principals paràmetres de disseny del mecanisme.	24
Figura 22. Etapes d'estudi del moment resistent.	25
Figura 23. Primera etapa per a l'estudi del moment resistent.	26
Figura 24. Segona etapa per a l'estudi del moment resistent.	26
Figura 25. Tercera etapa per a l'estudi del moment resistent.	26
Figura 26. Esquema del sistema de transmissió amb vis-sens-fi i corona.	30

Figura 27. Vis-sens-fi SW2-R1. Extracte del catàleg https://khkgears.net/pdf/3015/worm-gears.pdf	31
Figura 28. Corona BG2-20R1. Extracte del catàleg https://khkgears.net/pdf/3015/worm-gears.pdf	31
Figura 29. Motor NEMA 34HS38-3008S.	33
Figura 30. Dimensions de l'arbre de transmissió.....	34
Figura 31. Eixos de referència per l'estudi de l'arbre de transmissió.....	34
Figura 32. Esquema de les forces d'engranament.....	35
Figura 33. Càrregues en l'arbre de transmissió. Eixos xy.....	36
Figura 34. Càrregues en l'arbre de transmissió. Eixos xz.....	36
Figura 35. Càrregues i reaccions en els rodaments de l'arbre de transmissió.....	37
Figura 36. Diagrama de moments flectors al voltant de l'eix y.	38
Figura 37. Diagrames de moments flectors al voltant de l'eix z.....	38
Figura 38. Diagrama d'esforços axials.....	39
Figura 39. Diagrama d'esforços tallants en l'eix y.	39
Figura 40. Diagrama d'esforços tallants en l'eix z.	40
Figura 41. Diagrama de moments torsors.....	40
Figura 42. Detall de les dimensions en les seccions crítiques a fatiga.	42
Figura 43. Explosionat del disseny final del sistema.....	44

Taula 1. Densitat superficial de PCM per tubs d'alumini normalitzats separats 1 mm. ..	9
Taula 2. Densitat superficial de PCM per tubs d'alumini normalitzats separats 2 mm. ...	9
Taula 3. Densitat superficial de PCM per tubs d'alumini normalitzats separats 25 mm.	10
Taula 4. Corretges de fricció. Avantatges i inconvenients.	17
Taula 5. Cadenes. Avantatges e inconvenients.....	18
Taula 6. Corretges dentades. Avantatges i inconvenients.	19
Taula 7. Trams de l'estudi cinemàtic.	21
Taula 8. Valors dels principals paràmetres de disseny.	27
Taula 9. Dades per al càlcul de les forces d'engranament.	35
Taula 10. Forces d'engranament en el punt A.	35
Taula 11. Vida útil dels rodaments,	41
Taula 12. Tensió màxima equivalent en cadascuna de les seccions crítiques.	43
Taula 13. Resistència a fatiga de cadascuna de les seccions crítiques.	43
Taula 14. Components que formen el sistema i breu descripció dels mateixos.	44

Gràfic 1. Acceleració angular de les politges al llarg del temps.	22
Gràfic 2. Velocitat angular de les politges al llarg del temps.....	22
Gràfic 3. Angle recorregut per les politges al llarg del temps.....	22
Gràfic 4. Moment resistent i moment motor.	27
Gràfic 5. Potència necessària.....	27
Gràfic 6. Moment resistent, parell motriu i parell motor.	32
Gràfic 7. Moment resistent (M _{res}). Parell motriu (M ₁), Parell motor necessari (M _m). Parell motor necessari aplicant un coeficient de seguretat d'1,5 (M _m C _s).....	32

1. Introducció

1.1. Justificació

Aquest projecte consisteix en desenvolupar a nivell pràctic el concepte d'una envoltant tèrmica dinàmica utilitzant materials de canvi de fase [1]. El sistema dinàmic PCM té com a finalitat millorar el rendiment tèrmic d'un edifici gràcies al control del flux de calor a través de l'envoltant. Aquest control es duu a terme mitjançant l'emmagatzematge de calor i fred, i el posterior alliberament, d'energia tèrmica en un material de canvi de fase. Per tal que aquest intercanvi de calor repercuteixi en un benefici tèrmic per l'edifici, és necessari que el material de canvi de fase variï la seva posició respecte a la capa d'aïllament, de manera que l'absorció o l'alliberament de calor es facin en l'entorn adequat. El sistema estarà ubicat en l'interior d'una paret.

En la configuració d'hivern el sistema acumularia energia durant el dia des de l'exterior i l'alliberaria a l'interior durant la nit (Figura 1). Pel que fa a la configuració d'estiu, el procediment seria invers, refredant el PCM a l'exterior durant la nit (Figura 2).

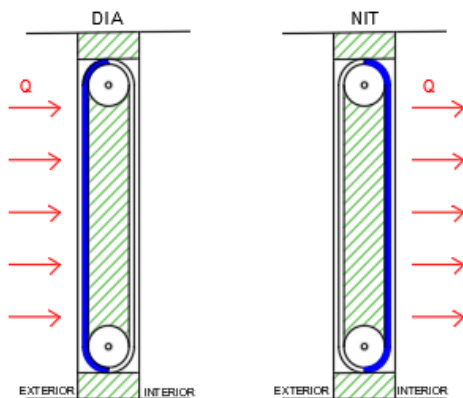


Figura 1. Configuració d'hivern del sistema dinàmic PCM. PCM en blau.

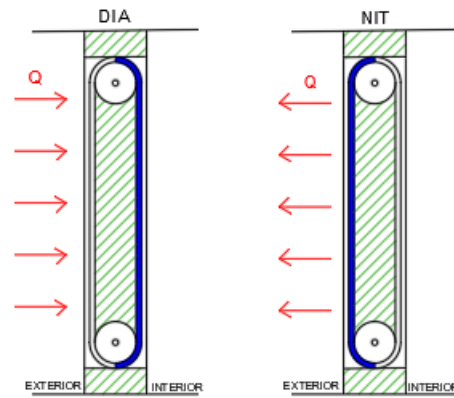


Figura 2. Configuració d'estiu del sistema dinàmic PCM. PCM en blau.

1.2. Objectiu

La finalitat d'aquest projecte és fer el disseny del sistema mecànic que permet la mobilitat del material de canvi de fase i garanteix la seva funcionalitat. Es farà un estudi de les diferents alternatives per tal d'arribar a la solució que millor s'adapti a les necessitats del sistema seguint els criteris de viabilitat que s'estableixin.

El sistema es divideix en tres parts principals; l'estructura, el mecanisme i el PCM. L'estructura serà el suport dels diferents components del mecanisme així com la unió del sistema dinàmic amb el sistema constructiu de l'edifici. El mecanisme estarà format pel conjunt de parts mòbils i fixes encarregades de garantir el correcte transport dels contenidors de PCM. El subsistema PCM és el conjunt de contenidors que encapsulen aquest material i el material en sí.

2. Antecedents

2.1. Material de canvi de fase

Els materials de canvi de fase, o PCM per les seves sigles en anglès, són aquells materials que presenten una elevada calor latent. La seva utilitat radica en el fet que durant el canvi de fase de sòlid a líquid i viceversa són capaços d'emmagatzemar i alliberar una gran quantitat d'energia en forma de calor. Tal i com succeeix en qualsevol procés de canvi de fase, la temperatura del material es manté constant mentre duri el fenomen. Aquesta temperatura de canvi de fase és característica de cada material i és quelcom a tenir en compte ja que condicionarà directament les aplicacions que pugui tenir el material. En aquest projecte el material de canvi de fase que s'utilitzarà ha de fondre i solidificar-se en una temperatura similar a la temperatura de confort. El PCM escollit té una temperatura de fusió de 22-23 °C, ja que segons l'estudi numèric en que es basa el projecte [2] és tracta de la temperatura òptima pel correcte funcionament del sistema en termes tèrmics tant per funcionar com a sistema de calefacció com de refrigeració. Aquest material va ser estudiat per la Camila Barreneche [3], que el va caracteritzar en un material compost i va comparar el seu comportament per diferents percentatges de PCM. En aquest projecte, es considerarà un material de canvi de fase sense additius.

2.1.1. Incorporació de materials de canvi de fase en sistemes constructius

Els materials de canvi de fase s'incorporen a les solucions constructives de diferents formes. Es pot classificar la incorporació de PCM en dos grans grups, integrant el PCM en un material a nivell molecular [Figura 3] o bé encapsulant-lo [Figura 4].

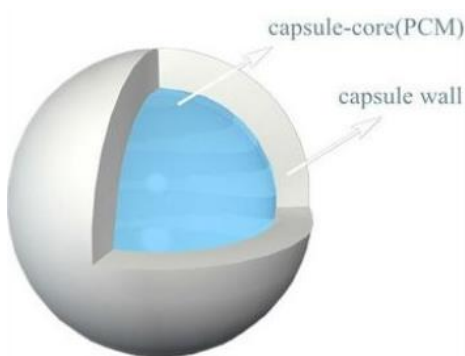


Figura 4. Material de canvi de fase microencapsulat.

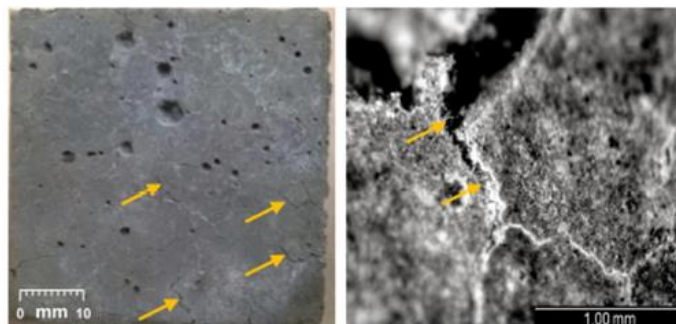


Figura 3. Material de canvi de fase agregat en formigó.

2 *Dynamic building envelope with PCM for cooling purposes – Proof of concept*, Alvaro de Gracia

3 *Development and characterization of new shape-stabilized phase change material (PCM)—Polymer including electrical arc furnace dust (EAFD), for acoustic and thermal comfort in buildings*, Camila Barreneche

2.1.2. Tipus de materials de canvi de fase

Hi ha dos grans grups de materials de canvi de fase, el orgànics i els inorgànics. Dins dels inorgànics destaquen les sals hidratades [Figura 5], mentre que en els orgànics destaquen les parafines [Figura 6] i els àcids grassos,

Els materials orgànics són més estables a nivell químic i tèrmic, a més són menys corrosius. Com a inconvenient, cal remarcar que tenen una baixa entalpia de canvi de fase i que són inflamables. Per altra banda els materials inorgànics tenen una gran entalpia de canvi de fase però són poc estables tèrmicament i força corrosius.



Figura 6. Parafina, material de canvi de fase orgànic.



Figura 5. Sals hidratades, material de canvi de fase inorgànica.

2.2. Requeriments

S'estableixen una sèrie de requisits que el sistema haurà de complir per tal de garantir la seva funcionalitat i que a més, s'utilitzaran com a criteris de disseny a l'hora de prendre les decisions pertinents.

- El sistema ha de ser capaç de garantir la mobilitat i funcionalitat del PCM.
- El PCM ha d'estar encapsulat.
- S'ha de garantir l'estanqueïtat del contenidor de PCM.
- S'ha de permetre l'accés, un cop instal·lat el sistema, a les principals parts dels mecanismes per motius de manteniment.
- Sempre que sigui possible s'escolliran components comercials i normalitzats.
- El sistema ha de ser econòmicament viable.
- És procurarà un muntatge simple i a poder ser prefabricat.
- La instal·lació en l'interior de la paret ha de ser simple.

3. Memòria

3.1. Dimensionat sistema PCM

L'estudi teòric [4] es va plantejar per una làmina de 7 mm de gruix de PCM, en aquest projecte es considerarà un sistema amb una quantitat de PCM equivalent ja que la seva eficàcia està provada a nivell numèric. El material de canvi de fase s'encapsularà en tubs d'alumini disposats transversalment i acoblats en una tela acrílica [Figura 7]. També s'ha contemplat la possibilitat d'utilitzar tubs de PVC per tal de reduir el pes i els costos dels contenidors, però l'alta conductivitat tèrmica de l'alumini enfront les propietats aïllants del PVC han decantat la decisió cap al material metàl·lic.

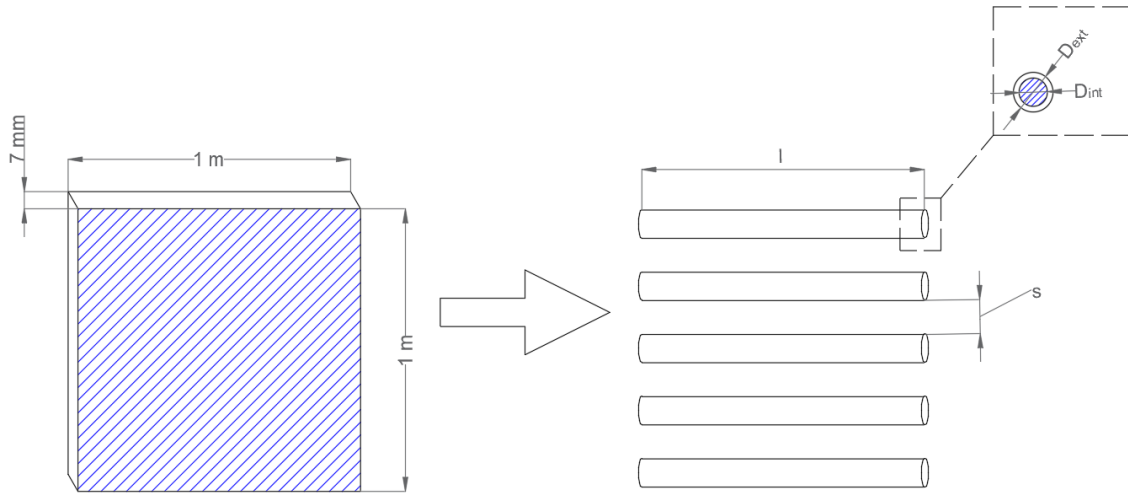


Figura 7. Densitat superficial d'una làmina contínua de PCM i d'un conjunt de tubs plens de PCM.

Considerant una làmina PCM de densitat volumètrica $\rho_{PCM} = 800 \text{ kg/m}^3$ constant al llarg de tota la superfície, la densitat superficial en l'estudi teòric és:

$$\rho_{sup.teòrica} = \rho_{PCM} \cdot gruix_{làmina} \rightarrow \rho_{sup.teòrica} = 800 \cdot 0.007 = 5,6 \text{ kg/m}^2$$

El sistema PCM haurà de tenir una densitat superficial similar a $5,6 \text{ kg/m}^2$, que dependrà de les dimensions dels contenidors, a priori, tubs que serviran de contenidors i a més de la separació entre aquests. El procediment de càlcul serà:

$$\rho_{sup} = \frac{\text{Massa}}{\text{Superfície}} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2 \cdot l \cdot \rho_{PCM} \cdot n_{tubs}}{l \cdot (D_{ext} + s) \cdot n_{tubs}} \quad \text{on} \quad \begin{cases} D_{int}: \text{diàmetre interior} \\ l: \text{longitud} \\ n_{tubs}: \text{número de tubs} \\ D_{ext}: \text{diàmetre exterior} \\ s: \text{separació} \end{cases}$$

Simplificant aquesta expressió obtenim que,

$$\rho_{sup} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2 \cdot \rho_{PCM}}{(D_{ext} + s)}$$

Per tubs normalitzats, considerant un marge entre tubs d'1 mm les diferents densitats superficials de PCM obtingudes es mostren en la Taula 1.

Tubs normalitzats d'alumini (marge 1 mm)		
Diàmetre exterior [mm]	Diàmetre interior [mm]	ρ superficial PCM [kg/m ²]
16	12	5,32
20	14	5,86
20	16	7,66
22	18	8,85
22	20	10,93
25	22	11,70
28	25	13,54
30	27	14,78

Taula 1. Densitat superficial de PCM per tubs d'alumini normalitzats separats 1 mm.

Considerant un marge de 2 mm,

Tubs normalitzats d'alumini (marge 2 mm)		
Diàmetre exterior [mm]	Diàmetre interior [mm]	ρ superficial PCM [kg/m ²]
16	12	5,03
20	14	5,60
20	16	7,31
22	18	8,48
22	20	10,47
25	22	11,26
28	25	13,09
30	27	14,31

Taula 2. Densitat superficial de PCM per tubs d'alumini normalitzats separats 2 mm.

Però si s'utilitzessin marges tan petits, tot i que seria més òptim en quant a aprofitament de la superfície disponible, es dificultaria el muntatge. Per tant, es decideix que la separació entre els tubs d'alumini sigui de 25 mm.

Tubs normalitzats d'alumini (marge 25 mm)		
Diàmetre exterior [mm]	Diàmetre interior [mm]	ρ superficial PCM [kg/m^2]
16	12	2,21
20	14	2,74
20	16	3,57
22	18	4,33
22	20	5,35
25	22	6,08
28	25	7,41
30	27	8,33

Taula 3. Densitat superficial de PCM per tubs d'alumini normalitzats separats 25 mm.

Els tubs escollits són els de $D_{ext} = 25 \text{ mm}$ i $D_{int} = 22 \text{ mm}$ amb un marge de 25 mm, assolint així una densitat superficial de $\rho_{sup} = 6,08 \text{ kg}/\text{m}^2$.

3.1.1. Simulació tèrmica

Per tal de comprovar si els contenidors tenen un comportament adequat a nivell tèrmic, es fa una simulació tèrmica amb el programa Comsol Multiphysics. És considerat que una solució constructiva adequada dels contenidors serà aquella en que tot el PCM es fongui al cap de tres hores amb un flux de 150 W/m^2 . També s'ha d'assegurar que la tela acrílica no arribi a temperatures molt elevades, ja que es podria malmetre o fins i tot cremar-se.

La temperatura ambient considerada és $293,15 \text{ K}$. La tela acrílica s'aproxima utilitzant el PVC com a material, ja que té unes propietats tèrmiques molt similars. El material de canvi de fase comença a fondre als $293,15 \text{ K}$ i fon completament als $297,15 \text{ K}$; l'entalpia de canvi de fase és 200 kJ/kg . Els tubs, com ja s'ha mencionat en l'apartat anterior, seran d'alumini. Per tal de que la simulació sigui més propera a la realitat es considera també que als espais buits hi ha aire, d'aquesta manera apareixerà una transferència de calor per convecció. Es suposarà que l'aire es mou seguint el comportament d'un flux laminar.

Es mostra un esquema de la geometria de la simulació i de la distribució dels materials utilitzats en la Figura 8. S'utilitza només la meitat del tub perquè els resultats seran simètrics respecte l'eix de simetria assenyalat en la figura esmentada.

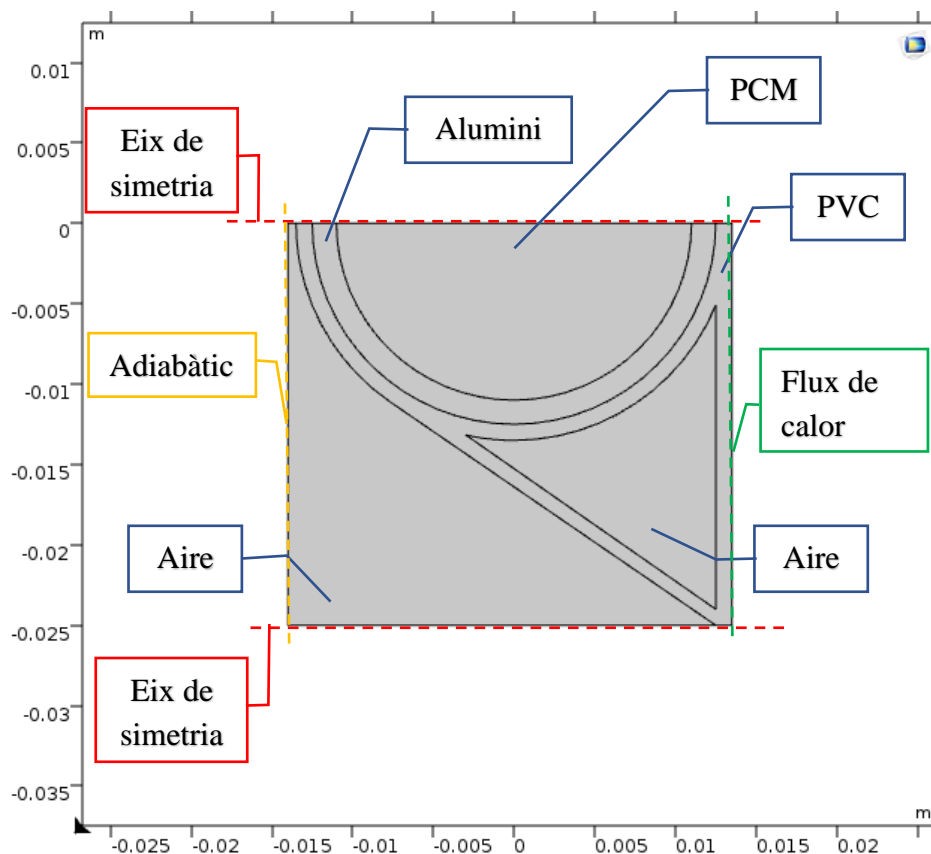


Figura 8. Esquema de la geometria utilitzada en la simulació tèrmica així com els materials que componen el sistema d'estudi.

En la Figura 9 s'observa que el PCM fondrà completament al cap d'aproximadament 9250 segons, es a dir, 2,57 hores.

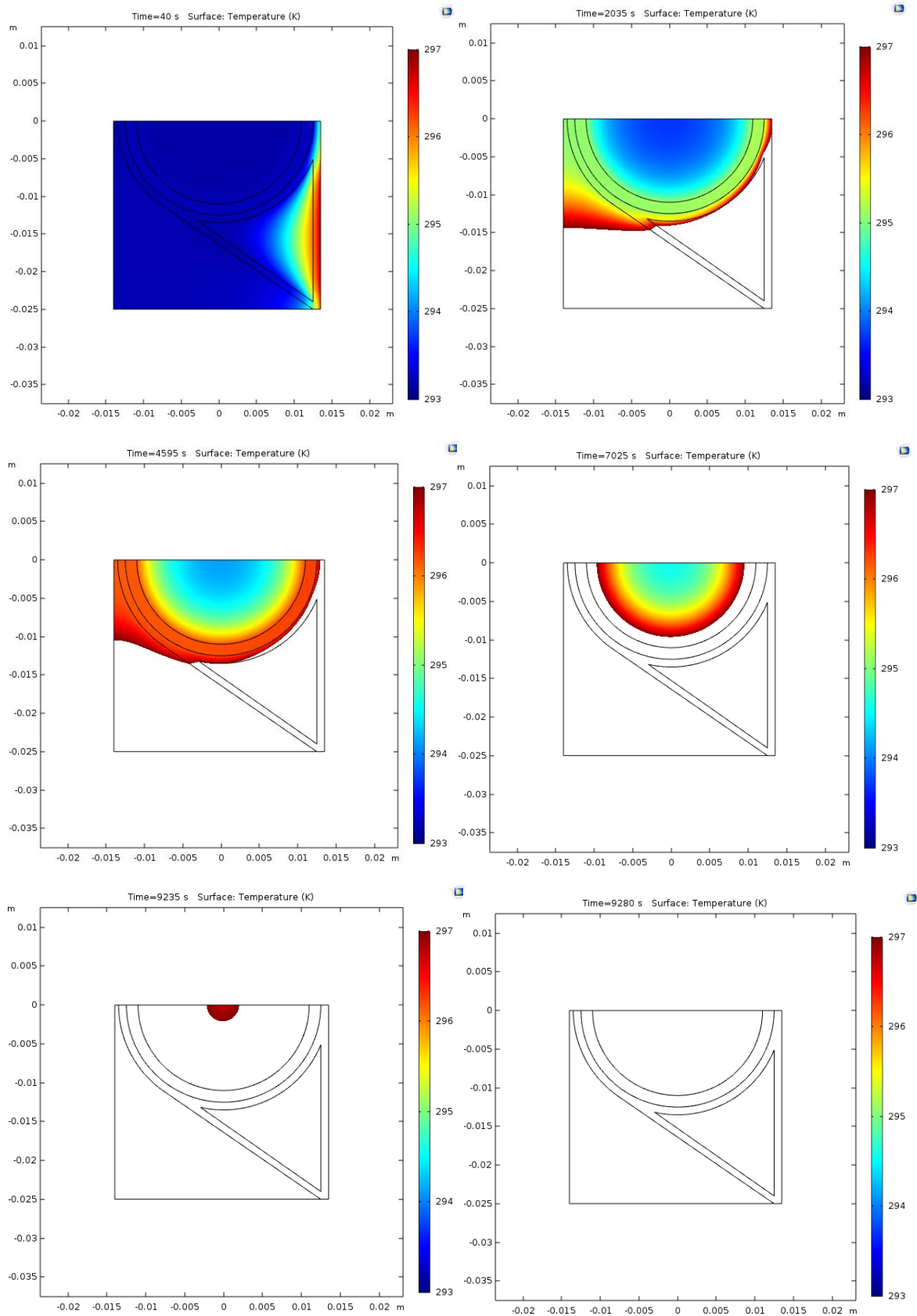


Figura 9. Simulació tèrmica. Variació de temperatura al llarg del temps.

Per altra banda, al cap de 3 hores, la temperatura màxima a la que arriba la superfície de tela és 340 K. Aquest pic de temperatura es dona en l'espai entre tubs, ja que la calor no es dissipa cap al material de canvi de fase. En la Figura 10 es mostra la distribució de temperatures al cap de 3 hores.

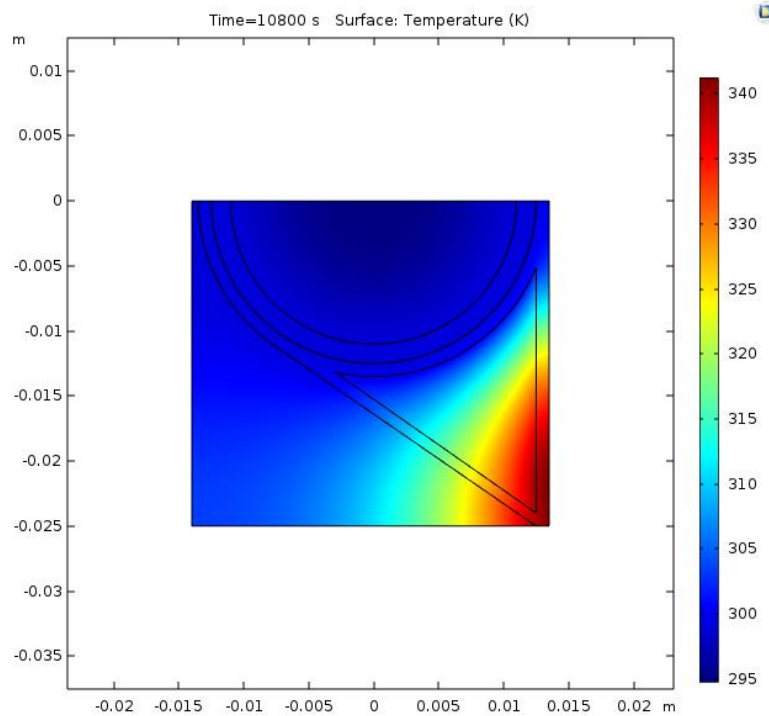


Figura 10. Simulació tèrmica. Temperatura màxima al cap de 3 hores.

Pel que fa a la velocitat de moviment de l'aire degut a la convecció veure la Figura 11.

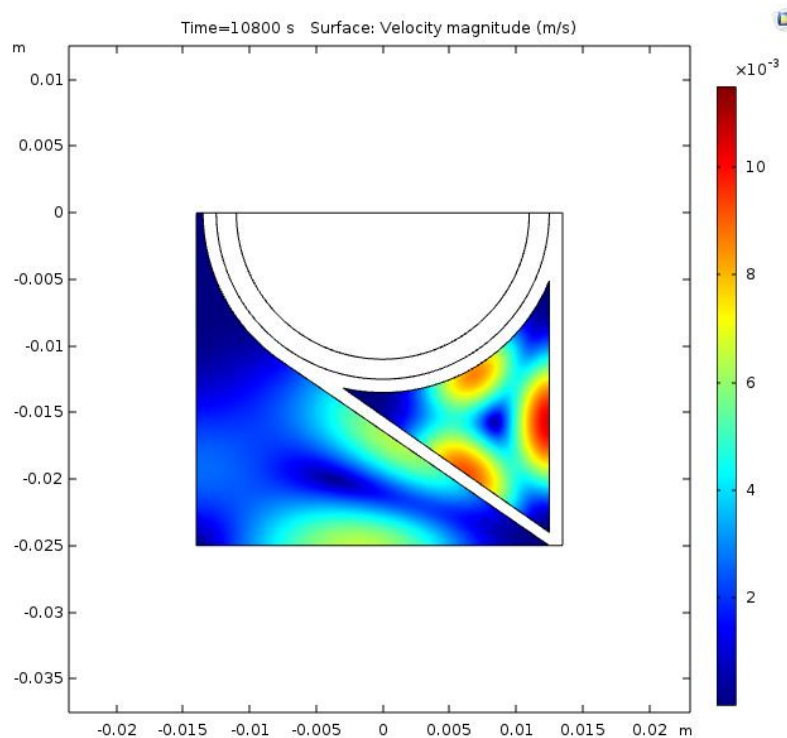


Figura 11. Simulació tèrmica. Moviment de l'aire al cap de 3 hores.

A nivell comparatiu també s'ha fet la simulació tèrmica per tubs de PVC.

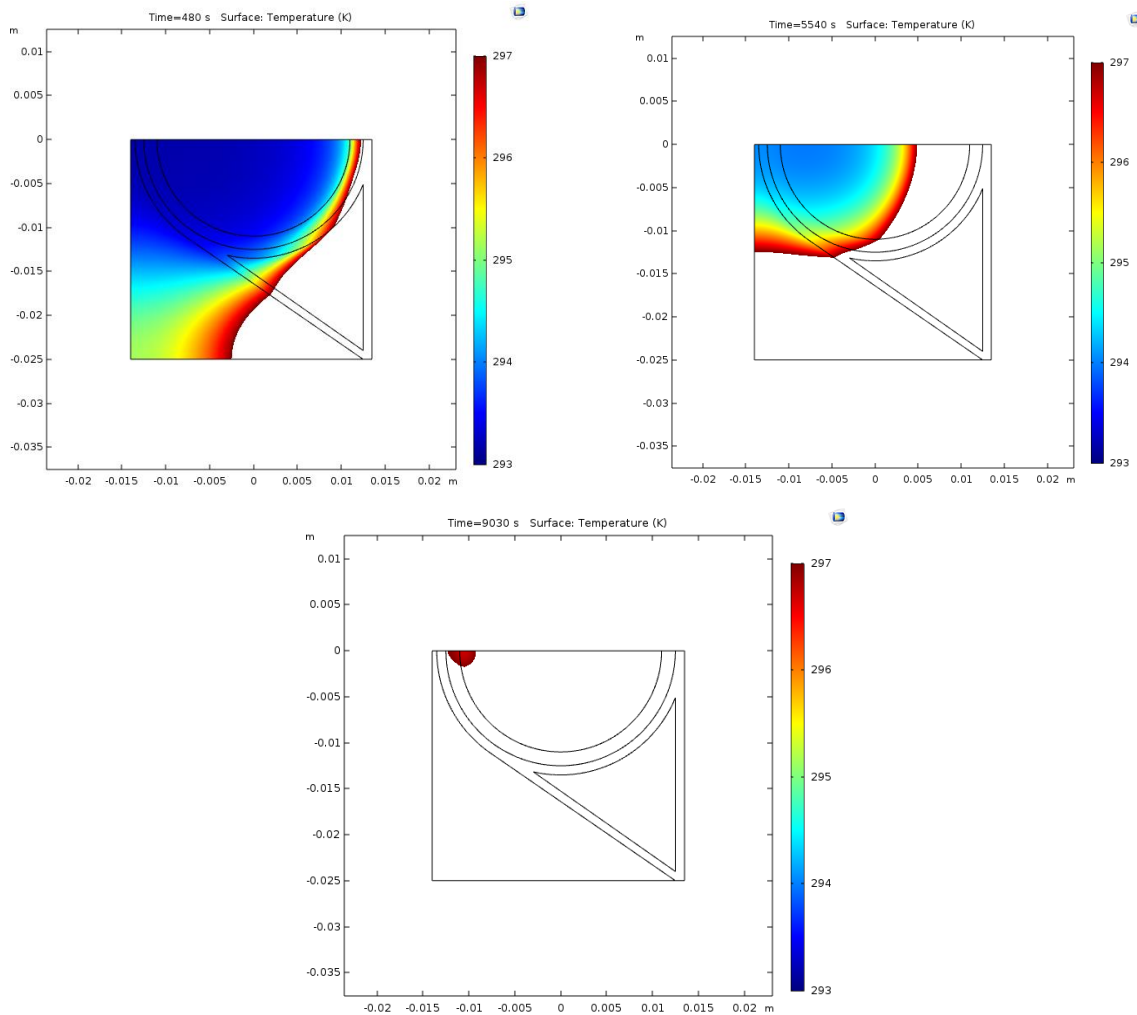


Figura 12. Simulació tèrmica amb tubs de PVC. Flux de 150 W/m^2 .

Tal i com s'observa en la Figura 12, el temps que triga el PCM a fondre si s'utilitzessin tubs de PVC augmenta aproximadament 20 minuts respecte als tubs d'alumini. A més, la distribució de calor canvia, ja que l'última part a fondre és la de l'esquerra mentre que en els tubs d'alumini és en el centre.

Si en lloc d'un flux de 150 W/m^2 el sistema està sotmès a 100 W/m^2 el temps per fondre el PCM augmentarà fins a 13550 segons, es a dir una hora i quart més que en la simulació inicial.

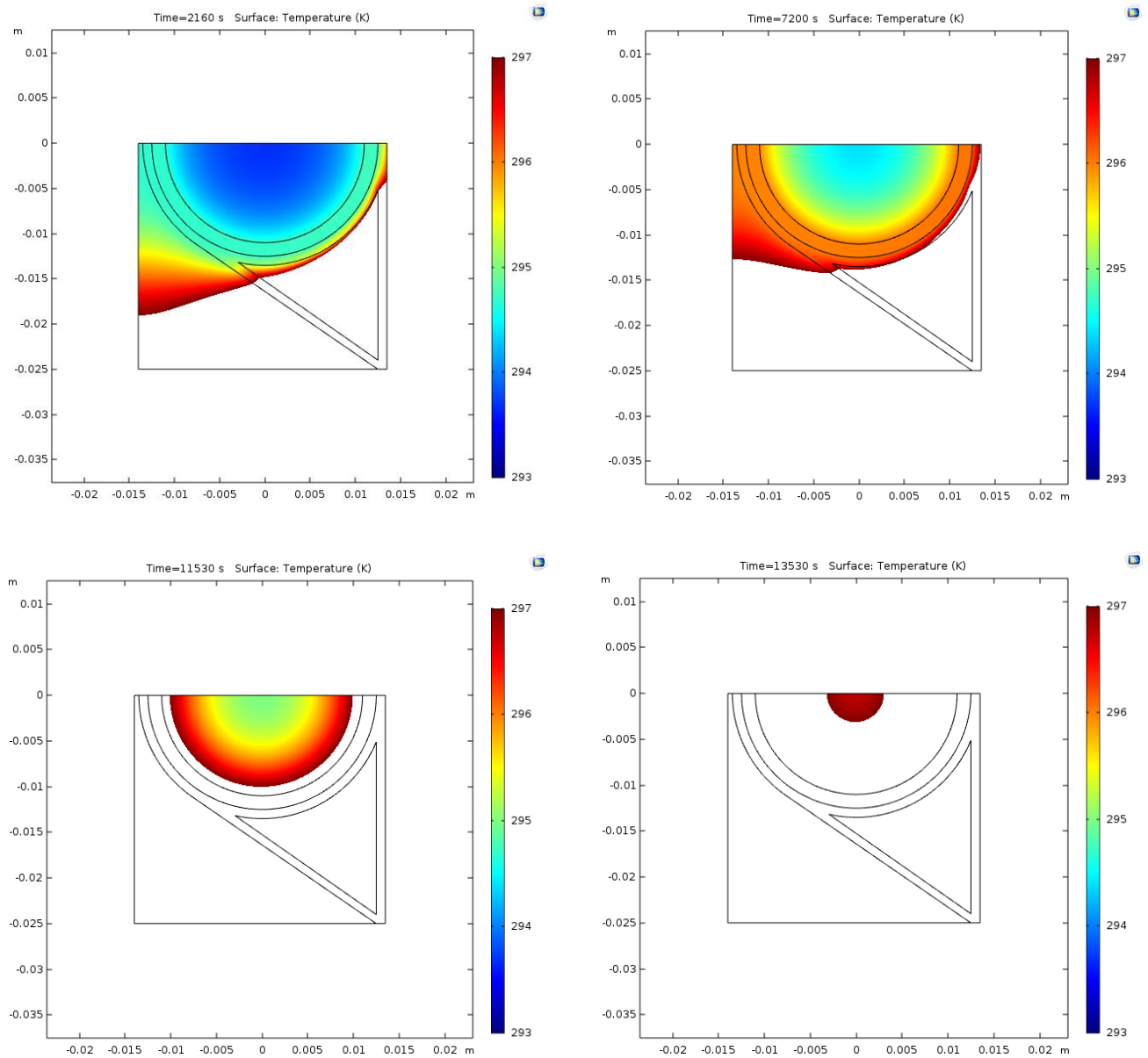


Figura 13. Simulació tèrmica amb tubs d'alumini. Flux de 100 W/m^2 .

Per altra banda, si considerem un flux de 300 W/m^2 el temps que triga el PCM a fondre és reduïx aproximadament una hora i deu minuts, fonent completament al cap d'una hora i mitja.

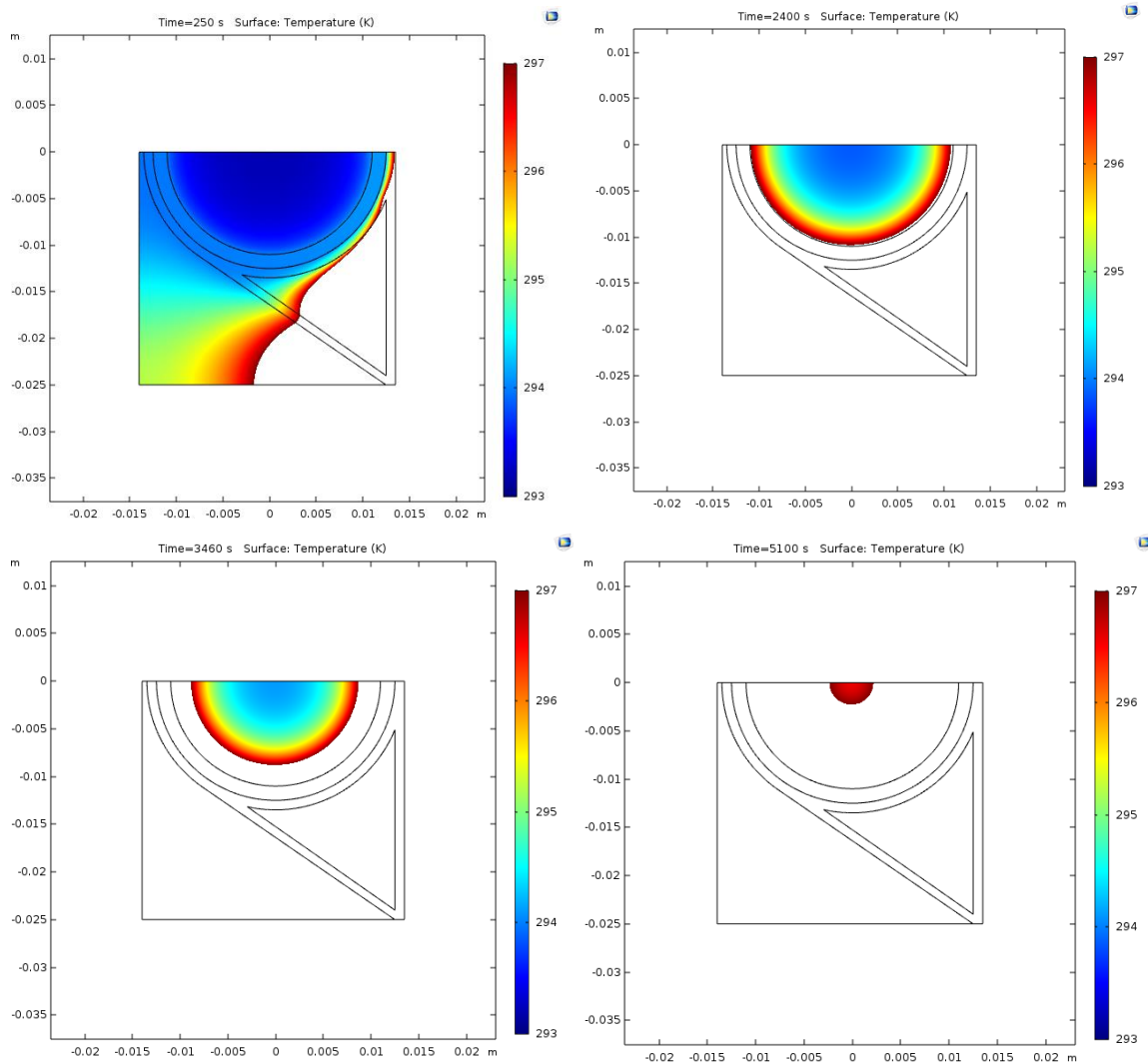


Figura 14. Simulació tèrmica per tubs d'alumini. Flux de 300 W/m^2 .

3.2. Elecció del sistema de transmissió

Degut a que la distància entre els eixos es força gran, es pot descartar la transmissió per engranatge, deixant així com a millor alternativa la utilització d'una transmissió flexible. Per decidir quina tipus de transmissió flexible és el més adequat, es farà primerament un recull dels avantatges i inconvenients⁵ de cadascun tal i com es mostra en les taules següents, i a continuació una valoració dels mateixos.

Corretja de fricció	
<u>Avantatges</u>	<u>Inconvenients</u>
<ul style="list-style-type: none">• Funcionament silencios• Absorbeix vibracions• Requereix poca precisió de muntatge• Poc manteniment• Transmet moviment entre eixos no paral·lels• Molt econòmic• Treballa a altes velocitats• El lliscament actua coma embragatge de seguretat	<ul style="list-style-type: none">• Requereix pretensió inicial• La pretensió s'ha de mantenir perquè no patini• Possibilitat de lliscament• Funcionament no síncron• Energia perduda en la deformació• Les variacions de temperatura escurcen al vida útil

Taula 4. Corretges de fricció. Avantatges i inconvenients.

Les corretges de fricció són sens dubte l'opció més econòmica, a més a més tenen pocs requeriments de muntatge i poc manteniment. El sistema dinàmic PCM no treballarà a altes velocitats per tant no s'aprofitarà de l'avantatge que les corretges de fricció presenten en aquest aspecte. Un dels principals punts en contra d'aquest sistema de transmissió és el lliscament i el conseqüent funcionament no síncron, que al tractar-se d'un mecanisme amb la finalitat de situar els contenidors PCM en una posició concreta, és un fet força rellevant ja que els petits lliscaments al llarg de molts cicles poden arribar a afectar la funcionalitat del sistema. La subjecció dels contenidors de PCM formaria part de la corretja en sí, de manera que la corretja seria un element únic i continu. S'ha de tenir en compte, que en cas d'avaria o desgast de la corretja, aquesta s'ha de canviar sencera, de manera que l'extracció del sistema s'ha de poder realitzar a través d'un accés a l'interior de la paret. Per tant, es pot concloure que les corretges de fricció són aptes per la transmissió de moviment i potència, però no pel control de posició.



Figura 15. Corretja de fricció.

⁵ Apunts de l'assignatura Càlcul i disseny de màquines Tema 4 Transmissions flexibles. Autor: Joan Roca.

Cadena	
<u>Avantatges</u>	<u>Inconvenients</u>
<ul style="list-style-type: none"> • Poden transmetre molt parell i força • No estan limitades pel fregament • Materials més resistents • Funcionament síncron • Rendiment elevat • Requereix menys pretensió 	<ul style="list-style-type: none"> • Soroll i vibracions degut a l'efecte polígon • Menys velocitat màxima que les corretges • Requereix lubricació • Els pinyons han de ser paral·lels i coplanars

Taula 5. Cadenes. Avantatges e inconvenients.

Les cadenes són el sistema de transmissió flexible més eficient de tots. Tenen un funcionament síncron, els materials que s'utilitzen són molt resistents i poden transmetre un parell molt elevat. Degut a l'efecte polígon, el soroll durant el funcionament és notable, tenint en compte que el mecanisme estarà integrat en una paret i per tant s'ha d'evitar qualsevol tipus de contaminació acústica que pugui originar malestar als usuaris de l'edifici.



Figura 16. Cadena.

Pel que fa a la subjecció dels contenidors PCM, consistiria en un conjunt platina especial i brida que anirien muntats en la pròpia cadena, on la platina faria la funció de placa d'unió entre els corrons. Les cadenes requereixen lubricació, es a dir, s'hauria de planificar un sistema de lubricació o bé un accés d'ús regular per fer-ho manualment. Un sistema de lubricació hauria d'incloure també un sistema de recollida d'olis, com per exemple una safata. Un altre inconvenient a destacar seria que les cadenes tenen un cost elevat degut als materials de qualitat utilitzats i a la complexitat de fabricació, fet que augmentaria el cost total del sistema a dissenyar. En conclusió, tot i que les característiques mecàniques de les cadenes fan que sigui un sistema realment adequat, el nivell de manteniment regular necessari així com l'elevada inversió econòmica que suposaria i la complexitat de muntatge, resulta en un sistema poc recomanable a l'hora d'integrar-lo en un espai d'accés limitat on s'ha de tenir en compte, a més, que el soroll no és permisible.

Corretja dentada	
<p><u>Avantatges</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Poden transmetre parell i força relativament elevats • Funcionament síncron • Suavitat de funcionament • Rendiment elevat • Menys pretensió que les corretges de fricció • Poc manteniment 	<p><u>Inconvenients</u></p> <ul style="list-style-type: none"> • Les politges han de ser paral·leles i coplanars • Cost més elevat que les corretges de fricció • Variacions de temperatura escurcen la vida útil

Taula 6. Corretges dentades. Avantatges i inconvenients.

Les corretges dentades es van concebre com la solució intermèdia entre corretges de fricció i cadenes, intentant així, agrupar els principals avantatges de cadascuna. La millora més destacable respecte a les corretges de fricció és el funcionament síncron degut a que al ser una transmissió per contacte positiu, no hi pot haver lliscament. Per altra banda, les corretges dentades són més cares que les seves anàlogues de fricció, ja que la seva fabricació és més complexa. En cas d'avaría o desgast de la corretja, els recanvis també s'han de fer substituint la corretja sencera. Ambdós tipus de corretges presenten un funcionament molt silenciós, comportament indispensable per un sistema integrat en una paret. La subjecció dels contenidors PCM seria idèntica que en el cas de les corretges de fricció.

Comparant les corretges dentades amb les cadenes, a part de l'aspecte acústic, les primeres són més barates. A més a més, no requereixen lubricació, es a dir que requereixen un manteniment mínim. Les cadenes tenen més capacitat de transmissió de potència, però hem de tenir en compte que els requeriments que exigeix el sistema són relativament baixos.

En resum, les corretges dentades tenen un funcionament síncron i silenciós. Tant el cost econòmic com la capacitat mecànica és major que en les de fricció però menor que en les cadenes.

Tot i que el sistema es podria dissenyar amb qualsevol dels tipus de transmissió flexible, les corretges dentades són les que més s'adeqüen a les necessitats.



Figura 17. Corretja dentada.

3.3. Tipus de corretja dentada

Les corretges dentades, igual que en qualsevol transmissió flexible, consten d'una ànima de material resistent a la tracció com per exemple l'acer. A més, pot estar confeccionada per diverses capes de materials per tal de conferir les prestacions més adequades per la seva finalitat. Per aquest projecte, amb pocs requeriments mecànics, la principal característica a tenir en compte és la funcionalitat en sí, concretament es requereix que la corretja sigui termo-soldable.

Es pretén que els tubs estiguin emmagatzemats en una tela plàstica i que aquesta es soldi a la corretja dentada. D'aquesta manera s'aconsegueix una bona distribució de calor al llarg de tot el conjunt de tubs facilitant així que el material de canvi de fase fongui.

La idea bàsica del mecanisme es representa en la Figura 18.

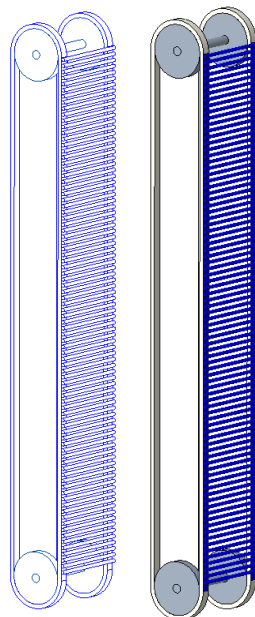


Figura 18. Representació conceptual del mecanisme.

3.4. Anàlisi cinemàtic del mecanisme

$\alpha [\text{rad/s}^2]$	Acceleració angular de les politges
$\omega [\text{rad/s}]$	Velocitat angular de les politges
$\beta [\text{rad}]$	Angle girat per les politges
$t [\text{s}]$	Temps de durada del moviment

Els requeriments cinemàtics del mecanisme no són exigents ja que no és necessari que l'intercanvi de posicions dels contenidors PCM sigui ràpid. En l'estudi teòric [6] s'estudia els moments del dia òptims per fer el canvi de posició, es fa amb una precisió d'un minut, per tant, s'entén que mentre la durada de l'intercanvi duri menys d'un minut aquest no afectarà al funcionament general del sistema.

Qualitativament, el moviment és defineix per un període inicial d'arrancada a acceleració constant, seguit d'un tram a una velocitat nominal constant i finalment un període de desacceleració fins a aturar-se. Degut a que ambdues politges tenen el mateix diàmetre, també tenen la mateixa velocitat i acceleració angular. S'estableix una acceleració angular $\alpha = 5 \text{ rad/s}^2$ durant l'arrancada i de mateix mòdul en la frenada, la velocitat de funcionament és $\omega = 5 \text{ rad/s}$ de manera que tant l'arrancada com la frenada, amb l'acceleració angular definida, triga un segon. La durada del funcionament nominal queda definida per la velocitat de funcionament així com la longitud total de la cinta i el diàmetre de les politges.

Per l'estudi cinemàtic s'estableixen tres trams diferenciats, l'arrancada, el funcionament nominal i la frenada. Les principals característiques d'aquests períodes mostren en la Taula 7.

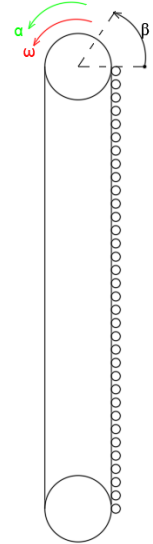


Figura 19. Esquema de l'anàlisi cinemàtic del mecanisme.

	Durada [s]	Temps inici [s]	Temps fi [s]	β recorregut [rad]	ω [rad/s]	α [rad/s ²]
Arrancada	1	0	1	2,5	Creixent	5
Funcionament nominal	3,71	1	4,71	18,56	5	0
Frenada	1	4,71	5,71	2,5	Decreixent	-5

Taula 7. Trams de l'estudi cinemàtic.

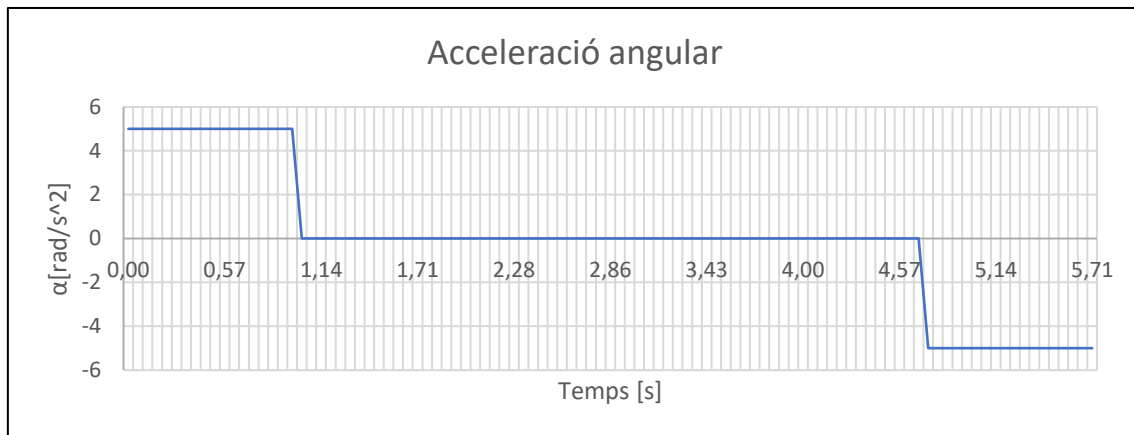
Les equacions del moviment circular uniformement accelerat:

$$\beta = \beta_0 + \omega \cdot t + \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot t^2$$

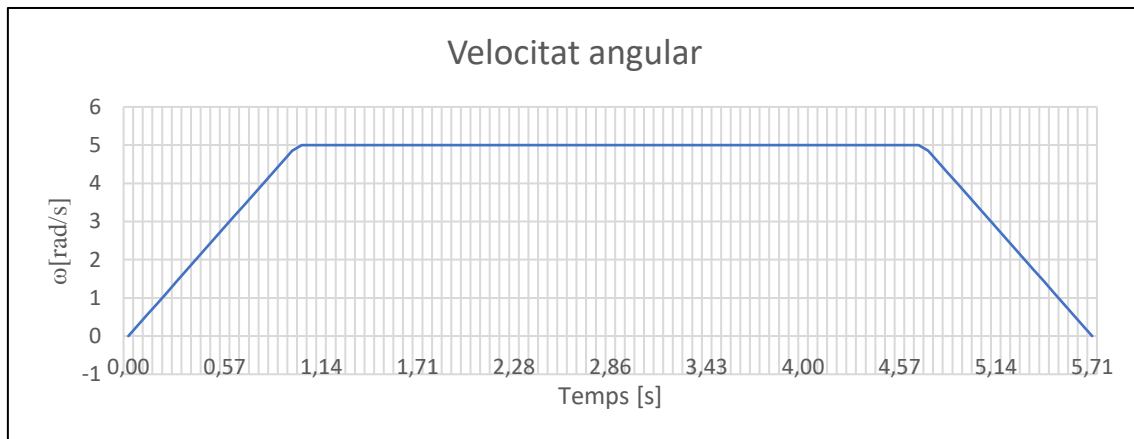
$$\omega = \omega_0 + \alpha \cdot t$$

$$\alpha = \text{constant}$$

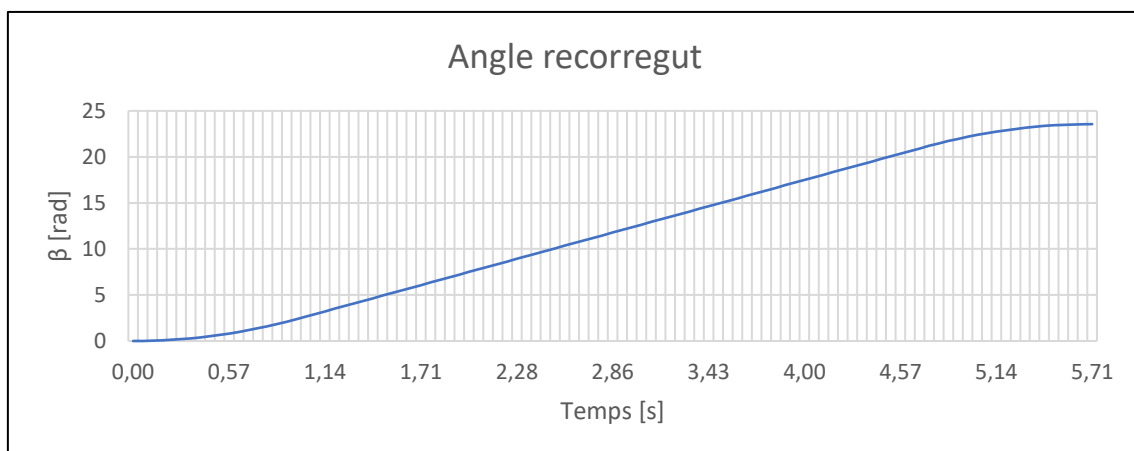
El comportament cinemàtic del mecanisme es mostra en el Gràfic 1, Gràfic 2 i Gràfic 3.



Gràfic 1. Acceleració angular de les politges al llarg del temps.



Gràfic 2. Velocitat angular de les politges al llarg del temps.



Gràfic 3. Angle recorregut per les politges al llarg del temps.

3.5. Anàlisi dinàmic del mecanisme

Nomenclatura	Definició
$D_p [m]$	Diàmetre de les politges
$R_p [m]$	Radi de les politges
$D_{eix} [m]$	Diàmetre dels eixos
$L_{cinta} [m]$	Longitud total cinta
$L_{tubs} [m]$	Longitud de la part de la cinta amb tubs acoblats
$L_m [m]$	Longitud de mitja cinta
$D_{ext} [m]$	Diàmetre exterior del tubs
$D_{int} [m]$	Diàmetre interior del tubs
$I [kg \cdot m^2]$	Moment d'inèrcia d'un eix i dues politges
$I_p [kg \cdot m^2]$	Moment d'inèrcia d'una politja
$I_e [kg \cdot m^2]$	Moment d'inèrcia d'un eix
$m_{politja} [kg]$	Massa d'una politja
$m_{eix} [kg]$	Massa d'un eix
$m_{tubs} [kg]$	Massa de tots els tubs
$m_{1tub} [kg]$	Massa d'un tub
$\rho_{PCM} [kg/m^3]$	Densitat del PCM
$\rho_{sup} [kg/m^2]$	Densitat superficial de la part amb tubs
$\rho_{lin} [kg/m]$	Densitat lineal de la part amb tubs
$\rho_{Al} [kg/m^3]$	Densitat volumètrica de l'alumini
$a_p [m]$	Amplada d'una politja
$a_e [m]$	Amplada d'un eix
$b [m]$	Amplada dels tubs, suma de l'amplada de dues politges i un eix
$s [m]$	Separació entre els tubs
$\alpha [rad/s^2]$	Acceleració angular de les politges
$\omega [rad/s]$	Velocitat angular de les politges
$\beta [rad]$	Angle girat per les politges
$a [m/s^2]$	Acceleració del centre de masses de la part de cinta amb tubs acoblats
$v [m/s]$	Velocitat del centre de masses de la part de cinta amb tubs acoblats
$M_1 [Nm]$	Moment motriu aplicat a la politja superior
$M_{res} [Nm]$	Moment resistent degut al pes dels tubs
$W_{tubs} [N]$	Pes de tots els tubs, aplicat al centre de masses (CM) del conjunt de tubs
$P_{sist} [W]$	Potència del sistema
$\Delta E_k [W]$	Variació d'energia cinètica del sistema
$n_{tubs} [tubs]$	Número de tubs acoblats a la cinta

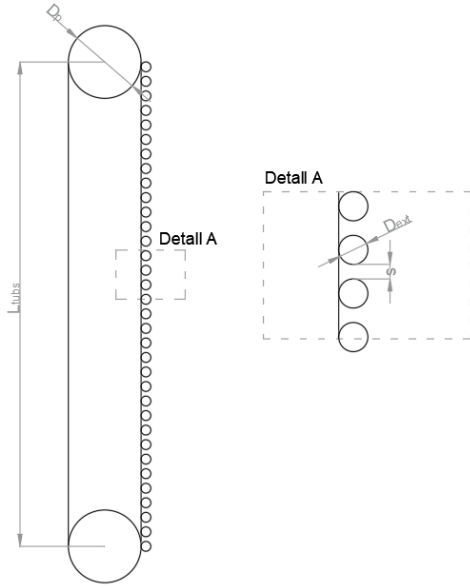


Figura 21. Principals paràmetres de disseny del mecanisme.

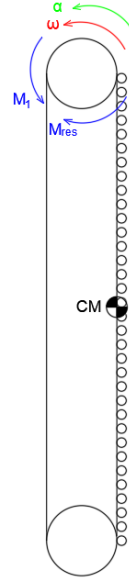


Figura 20. Paràmetres dinàmics i cinemàtics principals.

Considerant les politges com discs massissos i els eixos com cilindres massissos:

$$m_{politja} = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot a_p \cdot \rho_{Al}$$

$$I_p = \frac{1}{2} \cdot m_{politja} \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2$$

$$m_e = \frac{\pi \cdot D_{eix}^2}{4} \cdot a_{eix} \cdot \rho_{Al}$$

$$I_e = \frac{1}{2} \cdot m_{eix} \cdot \left(\frac{D_{eix}}{2}\right)^2$$

De manera agrupant dues politges i un eix, el moment d'inèrcia del conjunt és:

$$I = 2 \cdot I_p + I_e$$

El parell motriu M_1 aplicat a l'eix superior, segons el teorema diferencial de l'energia:

$$P_{sist} = \Delta E_k$$

$$P_{sist} = P_{entrada} - P_{sortida} = M_1 \cdot \omega - M_{res} \cdot \omega$$

$$\Delta E_k = 2 \cdot I \cdot \omega \cdot \alpha + m_{tubs} \cdot v \cdot a$$

$$\Delta E_k = 2 \cdot I \cdot \omega \cdot \alpha + m_{tubs} \cdot \omega \cdot \alpha \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2$$

Igualant,

$$M_1 \cdot \omega - M_{res} \cdot \omega = 2 \cdot I \cdot \omega \cdot \alpha + m_{tubs} \cdot \omega \cdot \alpha \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2$$

I simplificant,

$$M_1 = M_{res} + 2 \cdot I \cdot \alpha + m_{tubs} \cdot \alpha \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2$$

La massa total dels tubs es calcularà com,

$$m_{tubs} = n_{tubs} \cdot m_{1tub}$$

De manera que el número de tubs quedarà determinat per:

$$n_{tubs} = \frac{L_{tubs}}{D_{ext} + s}$$

I la massa d'un tub:

$$m_{1tub} = \rho_{PCM} \cdot b \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2 + \rho_{PVC} \cdot b \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{ext} - D_{int}}{2}\right)^2$$

Llavors,

$$m_{tubs} = \frac{L_{tubs}}{D_{ext} + s} \cdot \left[\rho_{PCM} \cdot b \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{int}}{2}\right)^2 + \rho_{PVC} \cdot b \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{ext} - D_{int}}{2}\right)^2 \right]$$

Es conclou que, com és lògic, la massa total dels tubs depèn de les dimensions dels tubs i de la superfície destinada per aquests en el sistema ($L_{tubs} \cdot b$).

Per altra banda un component important en l'equació del teorema diferencial de l'energia és el moment resistent. Aquest no serà un valor constant al llarg del moviment ja que variarà en funció de la posició dels tubs o el que és el mateix, l'angle girat per les politges β . Passant de fer un moment positiu a un de negatiu (sentit segons l'esquema de Figura 20). Per estudiar aquest comportament es tractaran les tres principals situacions en que es trobarà el sistema [Figura 22], en cada una de les quals el moment resistent quedarà definit per una expressió diferent.

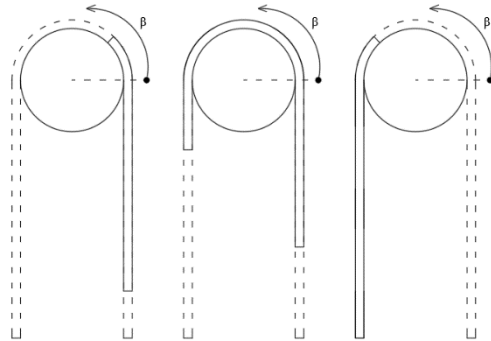


Figura 22. Etapes d'estudi del moment resistent.

La primera etapa correspon a $0 < \beta < \pi$

$$M_{\text{res}} = g \cdot R_p \cdot \rho_{\text{lin}} \cdot \left[\left(\beta \cdot R_p \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \right) + (L_{\text{tubs}} - \beta \cdot R_p) \right]$$

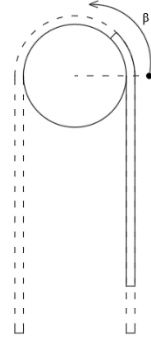


Figura 23. Primera etapa per a l'estudi del moment resistent.

La segona etapa, per valors de $\pi < \beta < \frac{L_{\text{tubs}} - \pi \cdot R_p}{R_p}$

$$M_{\text{res}} = g \cdot R_p \cdot \rho_{\text{lin}} \cdot \left[(L_{\text{tubs}} - R_p \cdot \beta) - (\beta - \pi) \cdot R_p \right]$$

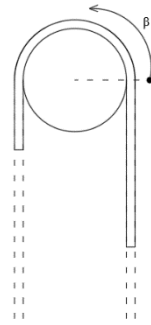


Figura 24. Segona etapa per a l'estudi del moment resistent.

Finalment, la tercera etapa $\frac{L_{\text{tubs}} - \pi \cdot R_p}{R_p} < \beta < \frac{L_m}{R_p}$

$$M_{\text{res}} = -\rho_{\text{lin}} \cdot g \cdot R_p \cdot \left[\left(L_{\text{tubs}} - \left(\frac{L_m}{R_p} - \beta \right) \cdot R_p \right) + \left(\frac{L_m}{R_p} - \beta \right) \cdot R_p \cdot \cos\left(\frac{\frac{L_m}{R_p} - \beta}{2}\right) \right]$$

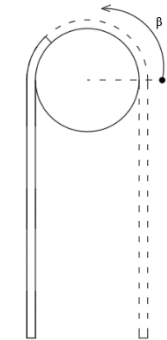
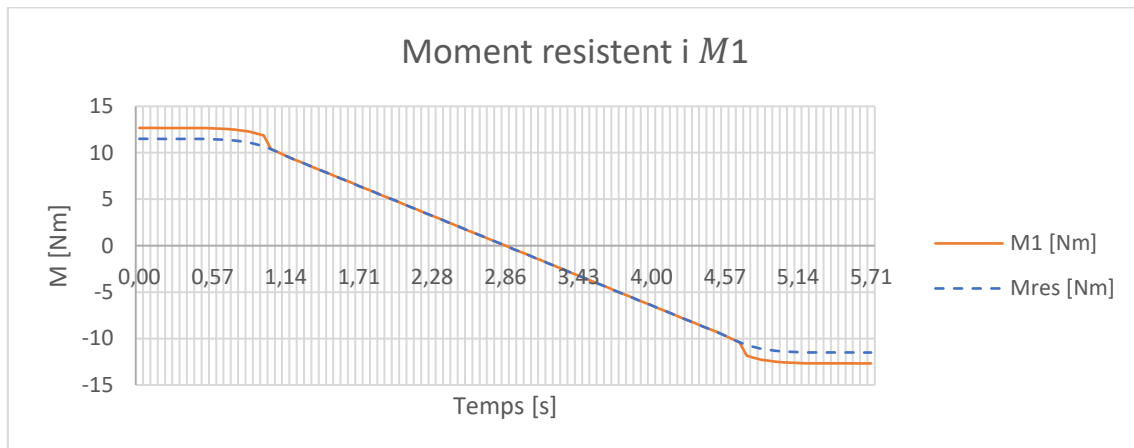


Figura 25. Tercera etapa per l'estudi del moment resistent.

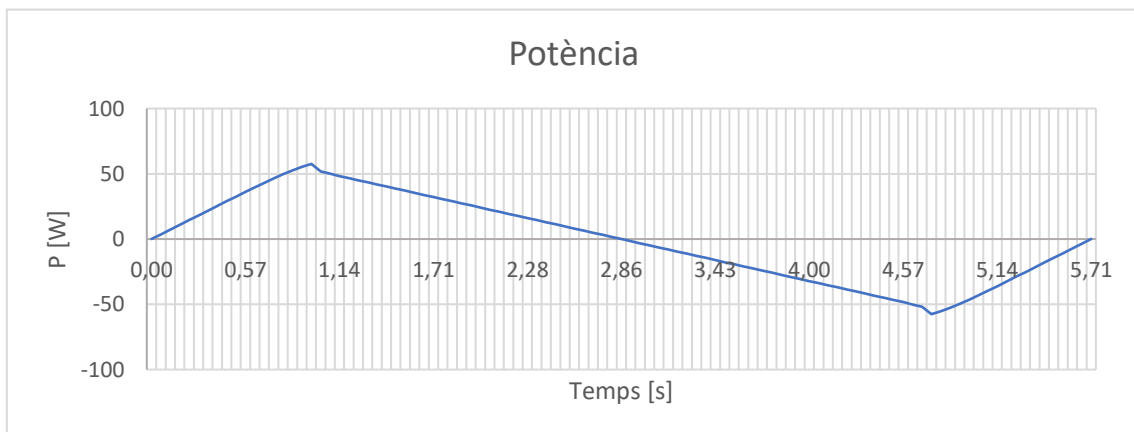
Els principals valors dels paràmetres de disseny es mostren en la Taula 8 i d'aquests se n'extrau el comportament del sistema a nivell dinàmic [Gràfic 4]. Els valors cinemàtics, en canvi, són els definitius establerts anteriorment. També es mostra el comportament de la potència necessària pel funcionament del sistema [Gràfic 5] considerant que $P = M_1 \cdot \omega$.

Característiques tubs		
D_{int}	0,022	m
D_{ext}	0,025	m
s	0,025	m
Característiques transmissió		
L_{cinta}	4,5	m
b	1	m
D_p	0,191	m
a_p	0,056	m
D_{eix}	0,05	m
Característiques cinemàtiques		
α	5	rad/s ²
ω	5	rad/s

Taula 8. Valors dels principals paràmetres de disseny.



Gràfic 4. Moment resistent i moment motor.



Gràfic 5. Potència necessària.

En el Gràfic 4 s'aprecia l'augment de parell motriu durant l'arrancada i la frenada ja que part de d'aquest es destina a accelerar i desaccelerar el sistema, arribant al valor màxim de 12,677 Nm. La resta del temps, el parell motriu coincideix amb el moment resistent. El moment resistent presenta el comportament esperat, passant de positiu a negatiu. Pel que fa a la potència [Gràfic 5], els màxims corresponen al final de l'arrancada i al principi de la frenada. En aquest gràfic és mostra un potència negativa, que representa el canvi de sentit en el parell motriu necessari.

3.6. Vis-sens-fi i corona

Per tal de reduir el parell motriu M_1 s'opta per afegir un mecanisme de vis-sens-fi corona⁷ entre el motor i l'eix motriu. Degut a la reduïda velocitat de funcionament del sistema, l'elevada relació de reducció (i) d'aquest tipus d'engrenatge no representa un problema. Es considera el vis-sens-fi com l'entrada de potència, es a dir, solidari a l'eix del motor, i la corona com la sortida de potència i per tant solidaria a l'eix motriu del sistema. En un mecanisme vis-sens-fi (V) corona (C) es té que el valor de la força axial que rep d'un dels elements correspon amb la força tangencial que rep l'altre, d'aquesta manera s'estableix la relació:

$$F_{tV} = F_{aC}$$

$$F_{tC} = F_{aV}$$

El moment en cadascun dels elements és el producte de la força tangencial per el seu radi de funcionament,

$$M_V = F_{tV} \cdot r_V$$

$$M_C = F_{tC} \cdot r_C$$

Considerant un coeficient de fregament μ i un angle d'inclinació de l'hèlix $\beta_{hèlix}$, la relació entre la força tangencial i axial en la corona és,

$$F_{aC} = F_{tC} \cdot \tan(\beta_{hèlix} + \rho) \quad \text{on } \rho = \arctan(\mu)$$

I segons la relació establerta entre les forces de cada element,

$$F_{tC} = F_{tV} \cdot \frac{1}{\tan(\beta_{hèlix} + \rho)}$$

Llavors, la relació entre els moments,

$$\frac{M_C}{M_V} = \frac{F_{tV} \cdot \frac{1}{\tan(\beta_{hèlix} + \rho)} \cdot r_C}{F_{tV} \cdot r_V}$$

Simplificant l'expressió:

$$M_C = M_V \cdot i \cdot \frac{1}{\tan(\beta_{hèlix} + \rho)}$$

En el cas particular de la transmissió en aquest projecte, s'estableix que:

$$M_1 = M_m \cdot i \cdot \frac{1}{\tan(\beta_{hèlix} + \rho)}$$

⁷ Apunts de l'assignatura Càlcul i disseny de màquines Tema 5 Engranatges. Autor: Joan Roca.

L'esquema del sistema de transmissió es mostra en la Figura 26.

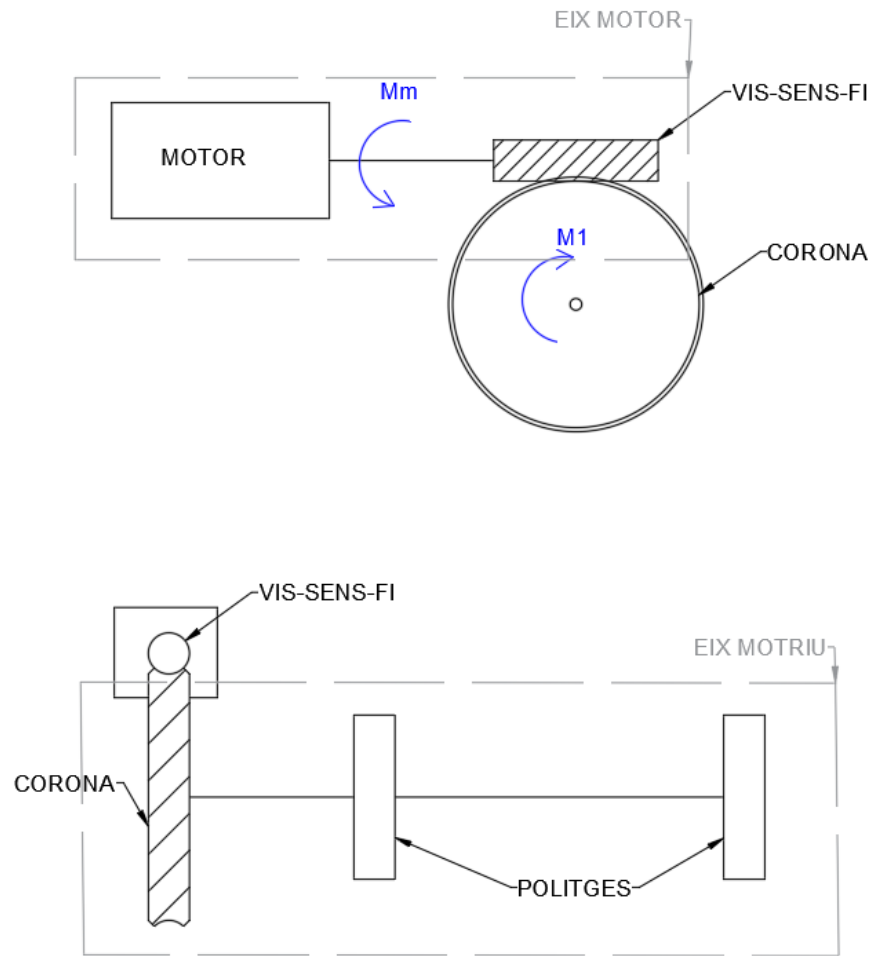


Figura 26. Esquema del sistema de transmissió amb vis-sens-fi i corona.

Un gran avantatge d'utilitzar una transmissió per vis-sens-fi i corona és que aquest pot actuar com a mecanisme auto blocant. Per a que faci aquesta funció s'ha de complir la condició d'irreversibilitat, $\beta_{hèlix} < \rho$. D'aquesta manera s'aconsegueix que el sistema quedi bloquejat quan el motor deixa de transmetre potència, evitant així que el propi pes de la càrrega faci moure el sistema un cop aquesta es trobi en la posició adequada. En el cas del fabricant KHK8 s'estableix que la condició d'irreversibilitat és complirà per angles d'hèlix inferiors a 4° . És conclou que entre els materials utilitzats pel fabricant, el coeficient de fregament mínim està per sobre de $\mu = 0,069$. La gran majoria dels productes que ofereix KHK són combinacions de vis-sens-fi de bronze i corona d'acer, entre aquest dos materials es considera un fregament de $\mu \approx 0,18$ i per tant, $\rho \approx 10,2^\circ$.

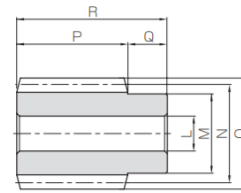
El mecanisme escollit és un vis-sens-fi SW2-R1 i una corona BG2-20R1. Ambdós de mòdul 2 i una angle d'hèlix $\beta_{hèlix} = 3,42^\circ$. La relació de reducció de l'engrenatge és 20.

8 https://khkgears.net/new/worm_gear.html



Specifications	
Precision grade	KHK W 001 grade 4 *
Reference section of gear	Normal plane
Gear teeth	Standard full depth
Normal pressure angle	14° 30'
Material	S45C
Heat treatment	—
Tooth hardness	(less than 194HB)
Surface treatment	Black oxide coating

* The precision grade of J Series products is equivalent to the value shown in the table.



W1

Catalog No. ● : J Series (Available-on-request)	Normal module	Number of starts	Lead angle	Hand thread	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width (R)	Hub width (L)
						LH7	M	N	O	P	Q	Q'
SW2-R1		1	3°42'	R	W1	12	25	31	35	32	14	—
SW2-R1J12					W1K	12						
SW2-R1J14					W1K	14						

Figura 27. Vis-sens-fi SW2-R1. Extracte del catàleg <https://khkgears.net/pdf/3015/worm-gears.pdf>

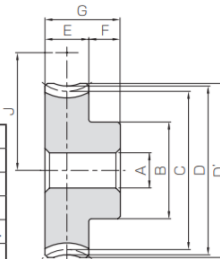


Specifications	
Catalog No.	BG CG
Precision grade	KHK W 002 grade 4 *
Reference section of gear	Normal plane
Gear teeth	Standard full depth
Normal pressure angle	14° 30'
Material	CAC502 (formerly JIS PBC2) FC200 * *
Heat treatment	—
Tooth hardness	—

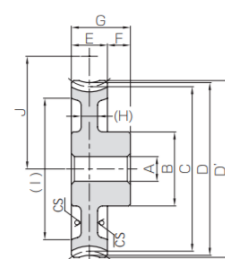
* The precision grade of J Series products is equivalent to the value shown in the table.

* * FC200's tensile strength (200N/mm²) is derived from test specimens and differs according to the product shape.

A _{H7}	Bore
B	Hub dia.
C	Pitch dia.
D	Throat dia.
D'	Outside dia.
E	Face width
F	Hub width
G	Length
(H)	Web thickness
(I)	Web O.D.
J	Mounting distance



H1



H1

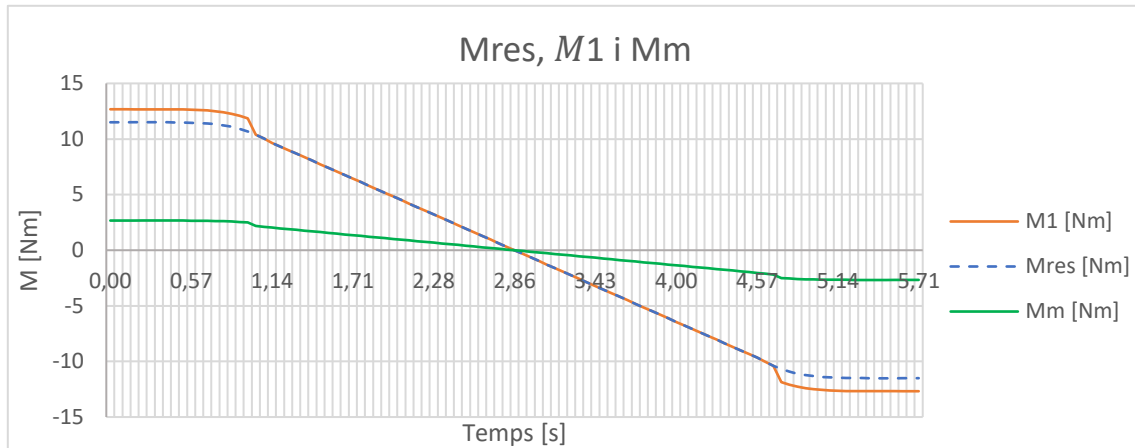
**CS has a sand mold casting finis

Catalog No.	Reduction ratio	No. of teeth	Number of starts	Helix angle	Hand thread	Shape	A _{H7}	B	C	D	D'	E	F	G	(H)	(I)	J	Allowable torque (N·m) NOTE 1						Backlash (mm)	Weight (kg)
																		30 rpm	100 rpm	300 rpm	600 rpm	900 rpm	1200 rpm		
BG2-20R1	20	1	1	3°42'	R	H1	33	40.08	40.34	44	46						35.5	12.3	10.2	8.00	6.59	5.78	5.25		0.33
BG2-20R2	10	2	2	7°25'	R	H1	33	40.08	40.34	44	46						35.5	12.3	10.0	7.51	6.15	5.32	4.80		
BG2-20L1	20	1	1	3°42'	L	H1	33	40.08	40.34	44	46						35.5	12.3	10.2	8.00	6.59	5.78	5.25		
BG2-20L2	10	2	2	7°25'	L	H1	33	40.08	40.34	44	46						35.5	12.3	10.0	7.51	6.15	5.32	4.80		

NOTE 1 : Allowable torque based on worm speed (rpm)

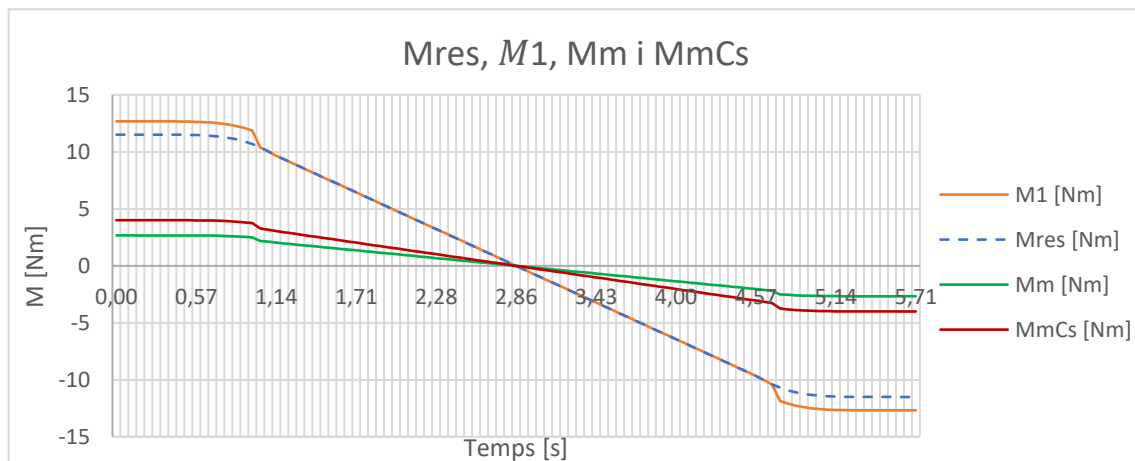
Figura 28. Corona BG2-20R1. Extracte del catàleg <https://khkgears.net/pdf/3015/worm-gears.pdf>

Un cop afegit el mecanisme vis-sens-fi i corona, el parell motor necessari es redueix considerablement fins a un valor de 2,668 Nm tal i com s'observa en el Gràfic 6.



Gràfic 6. Moment resistent, parell motriu i parell motor.

I aplicant un coeficient de seguretat $C_s=1,5$ el valor màxim de parell motor és de 4,003 Nm. Veure Gràfic 7.



Gràfic 7. Moment resistent (Mres). Parell motriu (M1), Parell motor necessari (Mm). Parell motor necessari aplicant un coeficient de seguretat d'1,5 (MmCs).

3.6.1. Motor

El motor escollit és un NEMA 34HS38-3008S9 amb la configuració bipolar que té un parell de 7,07 Nm, més que suficient per accionar el sistema. Es tracta d'un motor pas a pas que permetrà controlar l'angle girat per tal de que els tubs arribin a la posició desitjada amb precisió. Els pes total d'aquest element és de 3,13 kg i les seves dimensions 86x86x98 mm. El preu d'aquest motor és de 45,42 €.



Figura 29. Motor NEMA 34HS38-3008S.

3.7. Arbre de transmissió

L'arbre de transmissió del sistema és l'eix superior, el motriu. Les principals dimensions d'aquest es mostren en la Figura 30. Es considera que el pes de la cinta, i per tant el moment resistent, està distribuït a parts iguals entre les dues politges, la meitat en cadascuna.

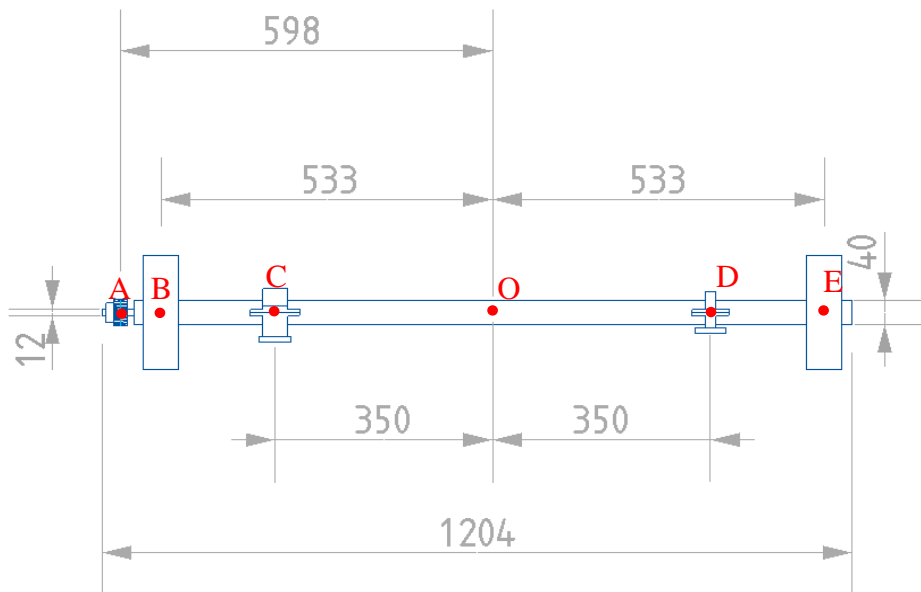


Figura 30. Dimensions de l'arbre de transmissió.

Degut al mecanisme vis-sens-fi i corona (punt A), amb dentat helicoidal, apareix una força axial en l'arbre. Per suportar aquesta força, el rodament C és de boles amb contacte angular, per altra banda, el rodament D és radial de boles. El punt O de referència es troba en el punt mig entre les dues politges B i E.

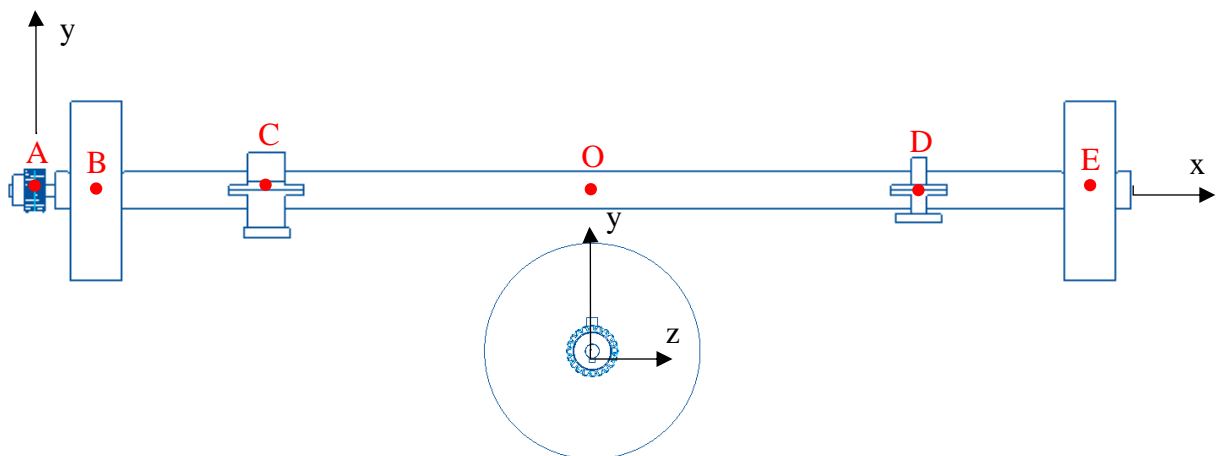


Figura 31. Eixos de referència per l'estudi de l'arbre de transmissió.

3.7.1. Forces d'engranament

Les forces d'engranament en la corona seran les càrregues que rebrà l'arbre de transmissió en el punt A.

Del sumatori de moments al voltant de l'eix de rotació del vis-sens-fi,

$$F_{tV} = \frac{M_m}{r_V}$$

Seguint la relació entre les forces dels dos elements del mecanisme esmentada en l'apartat anterior,

$$F_{tV} = F_{aA}$$

A partir de la força axial F_{aA} se n'extreuen la força tangencial F_{tA} i la força radial F_{rA} :

$$F_{tA} = \frac{F_{aA}}{\tan(\beta_{hèlix} + \rho)}$$

$$F_{xZA} = \sqrt{F_{tA}^2 + F_{aA}^2}$$

$$F_{rA} = F_{xZA} \cdot \tan(\alpha)$$

Considerant la situació de màxima sol·licitació mecànica (arrancada o frenada), les forces d'engranament son:

Dades		
M_m	4,003	Nm
r_V	0,031	m
$\beta_{hèlix}$	3,42	º
ρ	10,2	º
α	14,3	º

Taula 9. Dades per al càlcul de les forces d'engranament.

Resultats forces d'engranament		
F_{tA}	532,941	N
F_{aA}	129,129	N
F_{rA}	139,775	N

Taula 10. Forces d'engranament en el punt A.

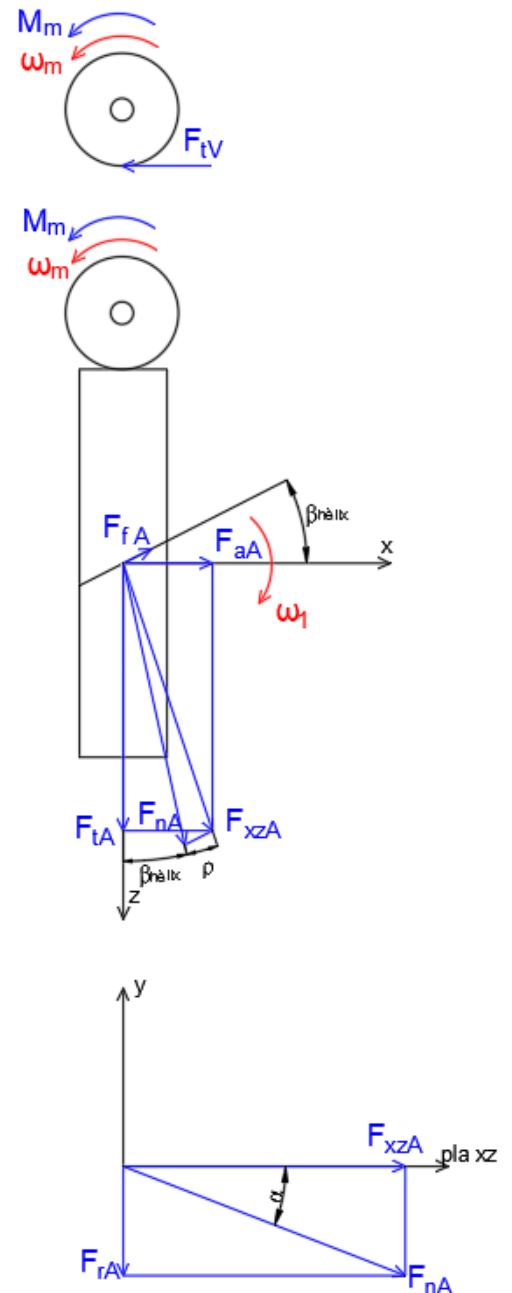


Figura 32. Esquema de les forces d'engranament.

3.7.2. Reaccions en els rodaments

Es considerarà que el pes total dels tubs (W) es reparteix entre les dues politges. La massa total dels tubs és 12,281 kg per tant, el pes és de 120,476 N.

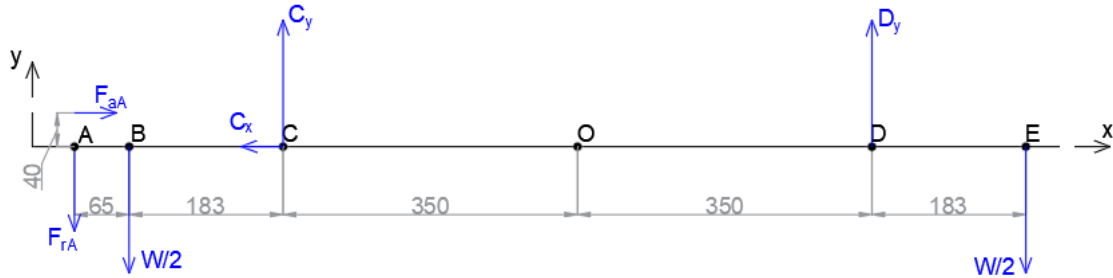


Figura 33. Càrregues en l'arbre de transmissió. Eixos xy.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow F_{aA} = C_x$$

$$\sum (M_z)_C = 0 \rightarrow -F_{aA} \cdot 0,04 + F_{rA} \cdot 0,248 + \frac{W}{2} \cdot 0,186 + D_y \cdot 0,7 - \frac{W}{2} \cdot 0,883 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -F_{rA} - \frac{W}{2} + C_y + D_y - \frac{W}{2} = 0$$

Substituint pels valors corresponents:

$$C_x = 129,129 \text{ N}$$

$$D_y = 17,838 \text{ N}$$

$$C_y = 242,368 \text{ N}$$

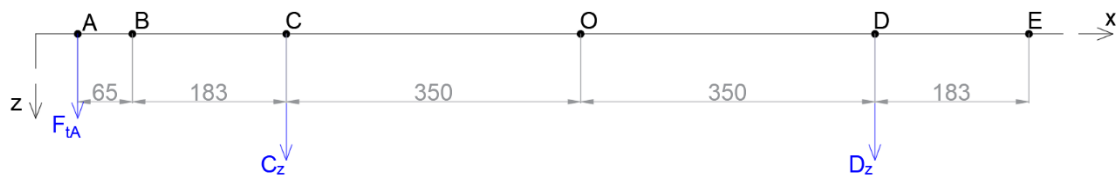


Figura 34. Càrregues en l'arbre de transmissió. Eixos xz.

$$\sum (M_y)_C = 0 \rightarrow F_{tA} \cdot 0,248 - D_z \cdot 0,7 = 0$$

$$\sum F_z = 0 \rightarrow F_{tA} + C_z + D_z = 0$$

Per tant,

$$D_z = -188,813 \text{ N}$$

$$C_z = -344,128 \text{ N}$$

Els resultats a escala es mostren en la Figura 35.

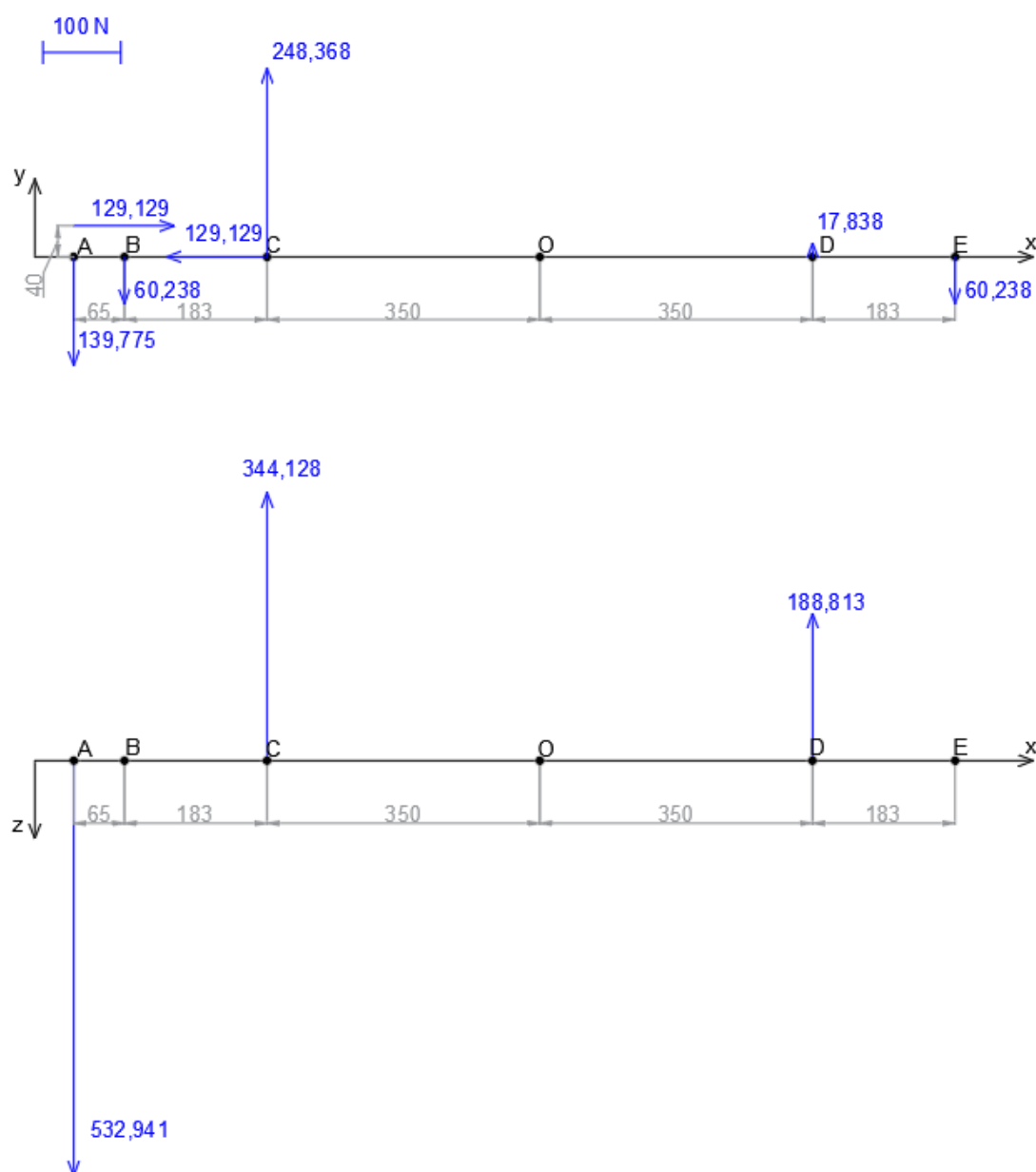


Figura 35. Càrregues i reaccions en els rodaments de l'arbre de transmissió.

3.7.3. Diagrames d'esforços interns

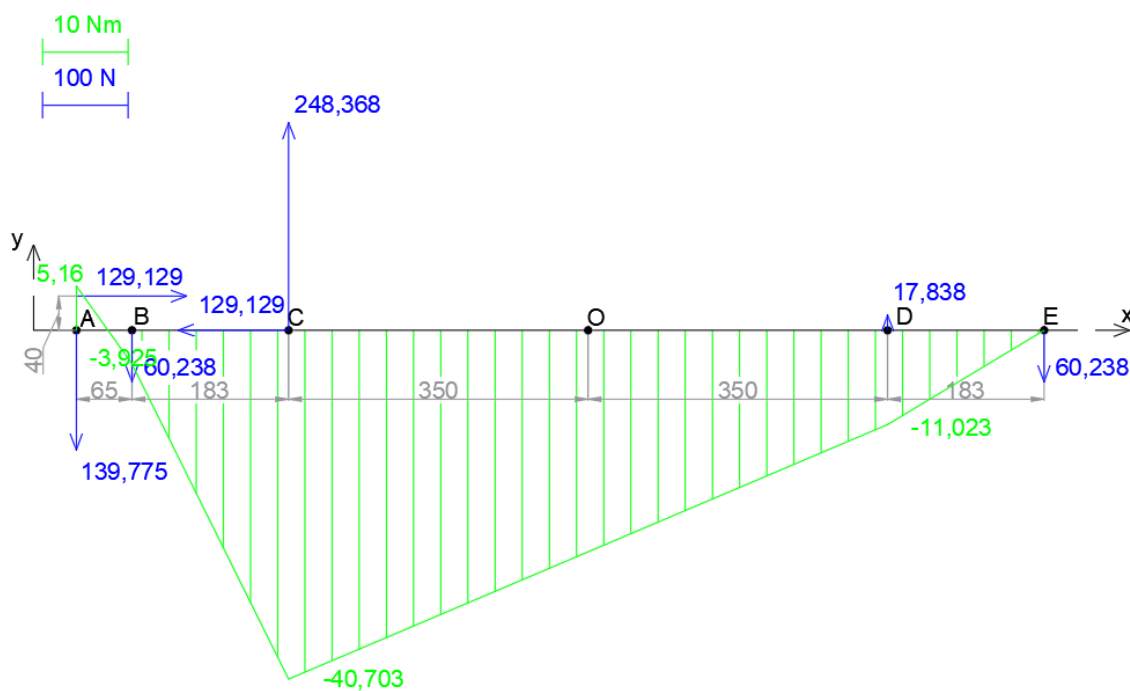


Figura 37. Diagrames de moments flectors al voltant de l'eix z.

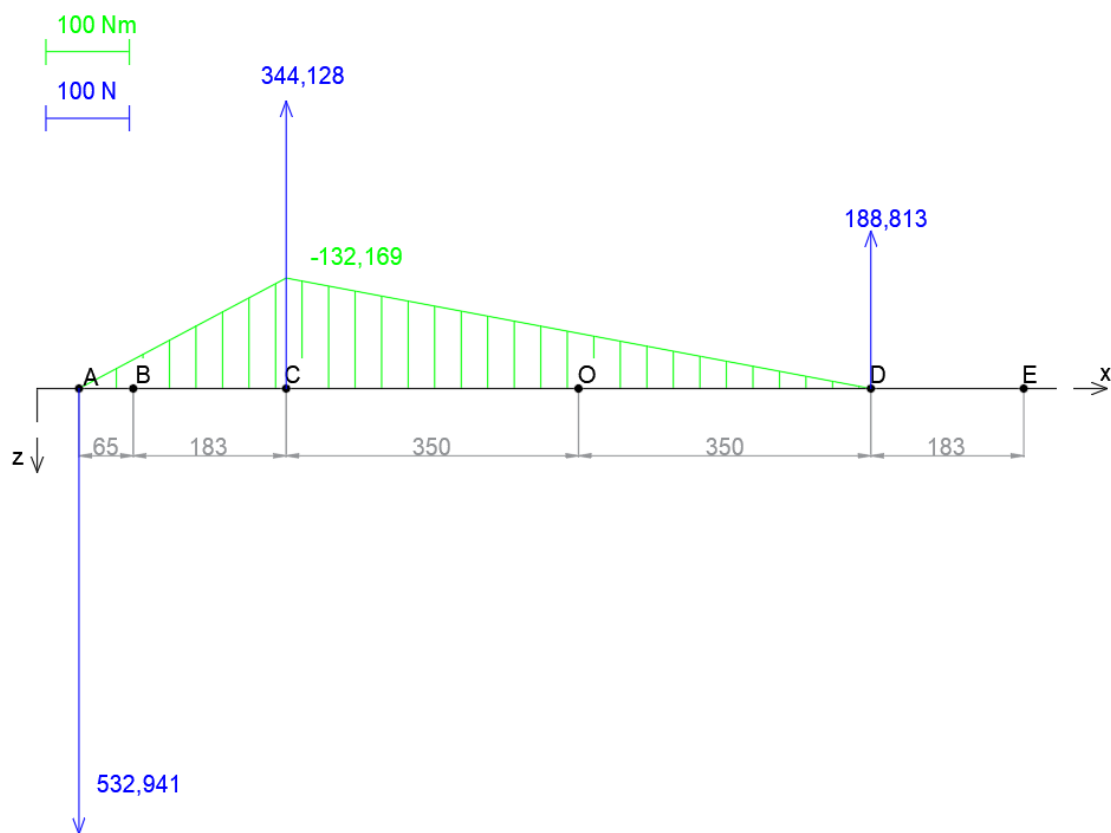


Figura 36. Diagrama de moments flectors al voltant de l'eix y.

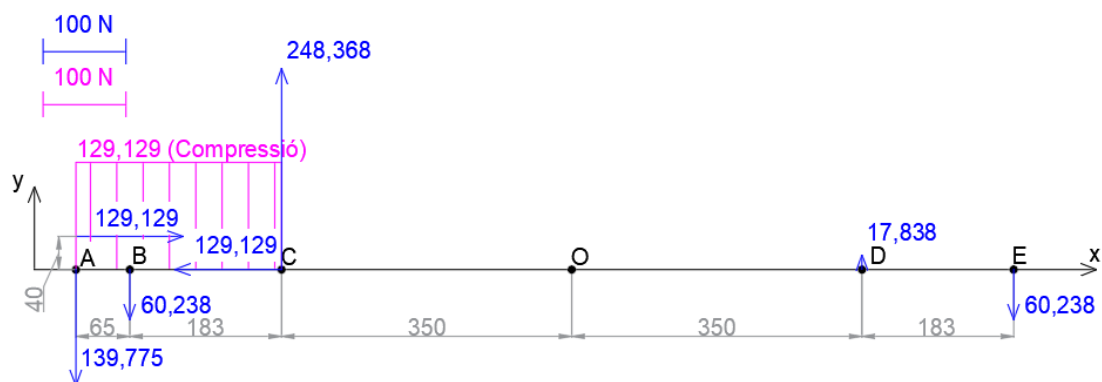


Figura 38. Diagrama d'esforços axials.

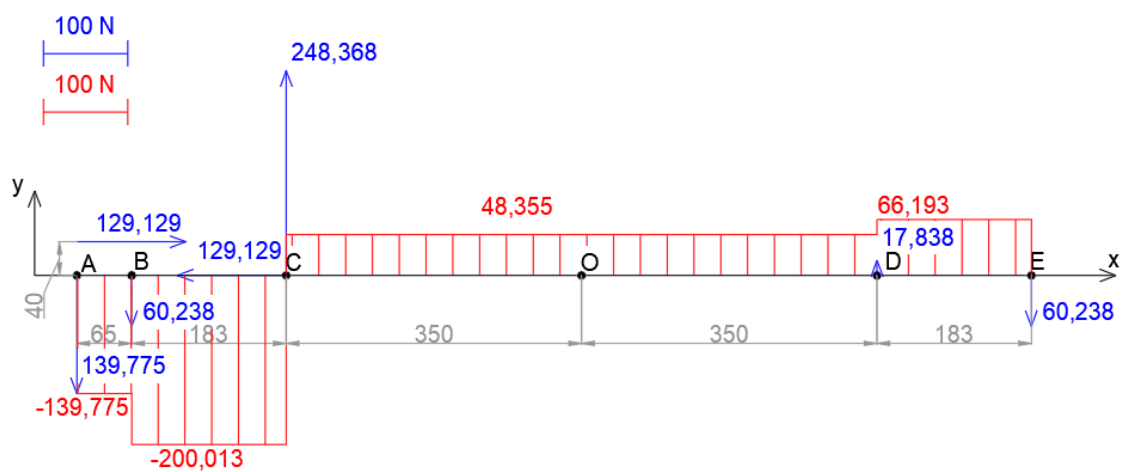


Figura 39. Diagrama d'esforços tallants en l'eix y.

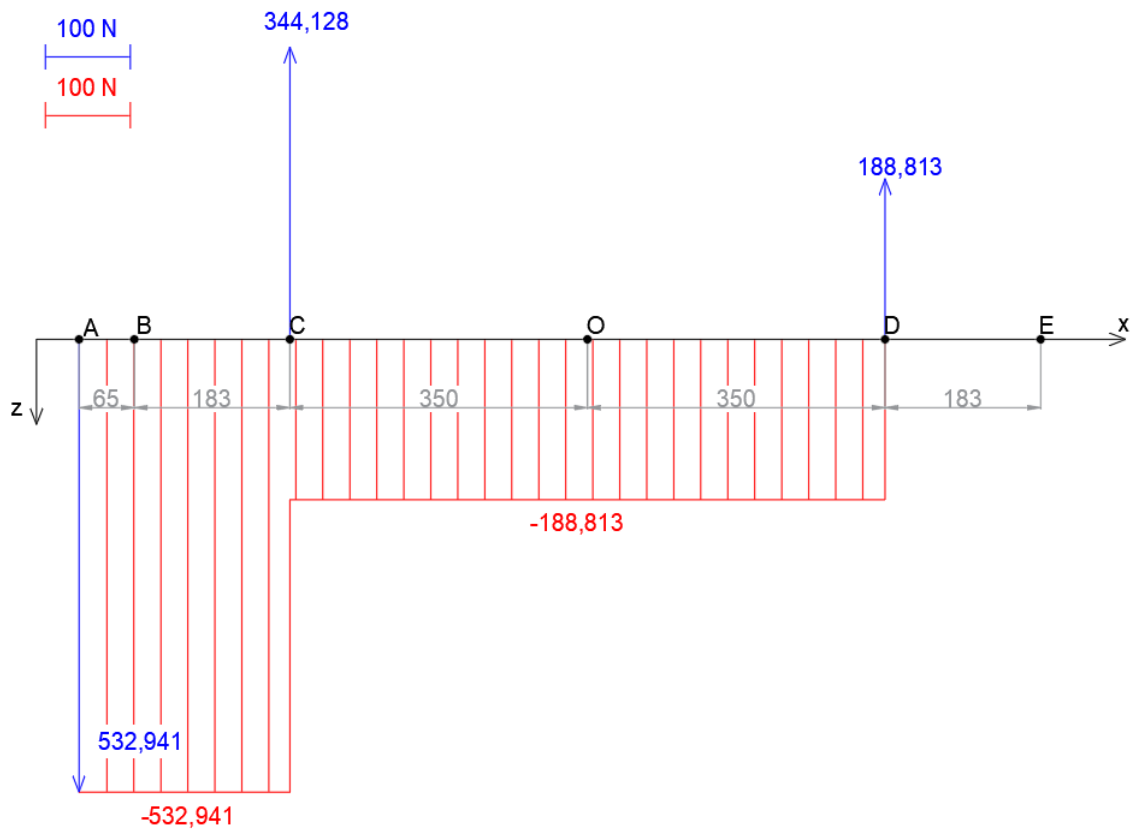


Figura 40. Diagrama d'esforços tallants en l'eix z.

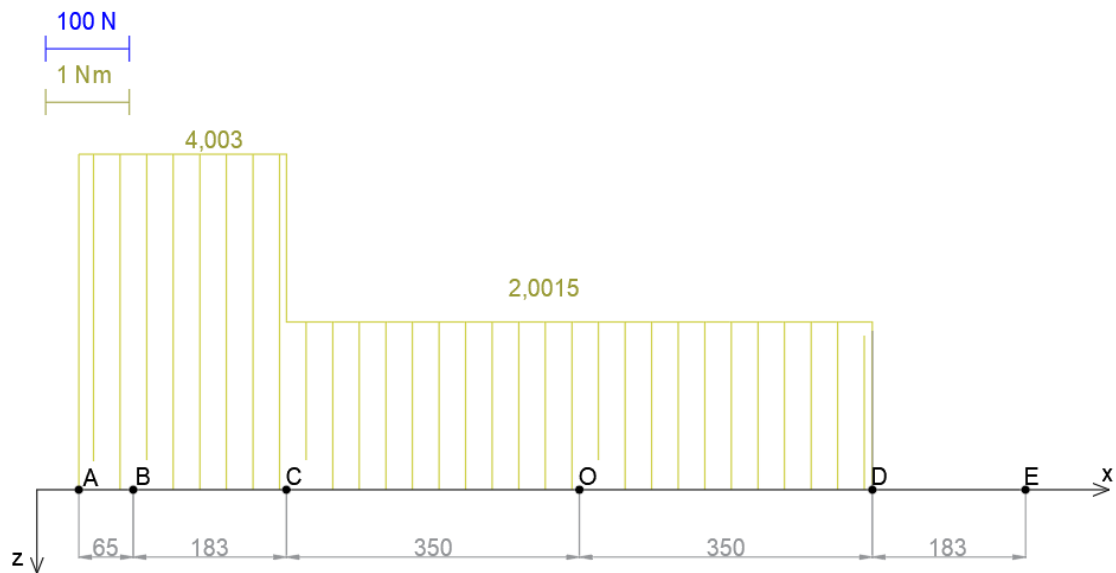


Figura 41. Diagrama de moments torsors.

3.7.4. Vida útil dels rodaments sotmesos a càrregues dinàmiques

Es calcularà la vida útil en milions de revolucions dels rodaments^{10,11} en funció de la càrrega dinàmica experimentada per aquests i les especificacions tècniques proporcionades pel fabricant. Els càlculs¹² es faran pels rodaments de l'arbre de transmissió perquè son aquells amb una càrrega dinàmica més gran.

Per rodaments de boles,

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 [10^6 rev]$$

On:

C = capacitat de càrrega dinàmica

P = càrrega dinàmica equivalent

Les dades necessàries així com els resultats es mostren en la .

	Rodament axial (punt C)	Rodament radial (punt D)
$C [N]$	64000	4490
$P [N]$	569,237	200,079
$L [10^6 rev]$	1421217,539	11301,458

Taula 11. Vida útil dels rodaments,

La vida útil dels rodaments serà molt gran ja que la càrrega equivalent que experimenten és molt reduïda. A més, els rodaments estan sobredimensionats per raons de concordança amb les dimensions dels eixos.

10 Rodament radial: Model 61808 de <https://medias.schaeffler.com>

11 Rodament axial: Model 3808-B-2RZ-TVH de <https://medias.schaeffler.com>

12 Apunts de l'assignatura *Càlcul i disseny de màquines Tema 6 Rodaments, coixinets i guiatges*. Autor: Joan Roca.

3.7.5. Seccions crítiques a fatiga

La tensió admissible serà:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_G}{C_s}$$

La resistència a fatiga d'una secció concreta serà:

$$\sigma_G = \frac{\sigma_w \cdot b_0}{\beta_{kb} \cdot (1 - R)}$$

On:

σ_w = resistència a fatiga del material.

b_0 = coeficient d'influència de la superfície.

R = grau de repós = σ_m / σ_0

β_{kb} = coeficient d'entalladura = $\frac{\alpha_{kb}}{1 + \sqrt{\rho^* \cdot X}}$

α_{kb} = coeficient de forma d'entalladura.

ρ^* = radi d'entalladura equivalent.

X = Caiguda de tensió experimentada.

Expressions extretes de [13].

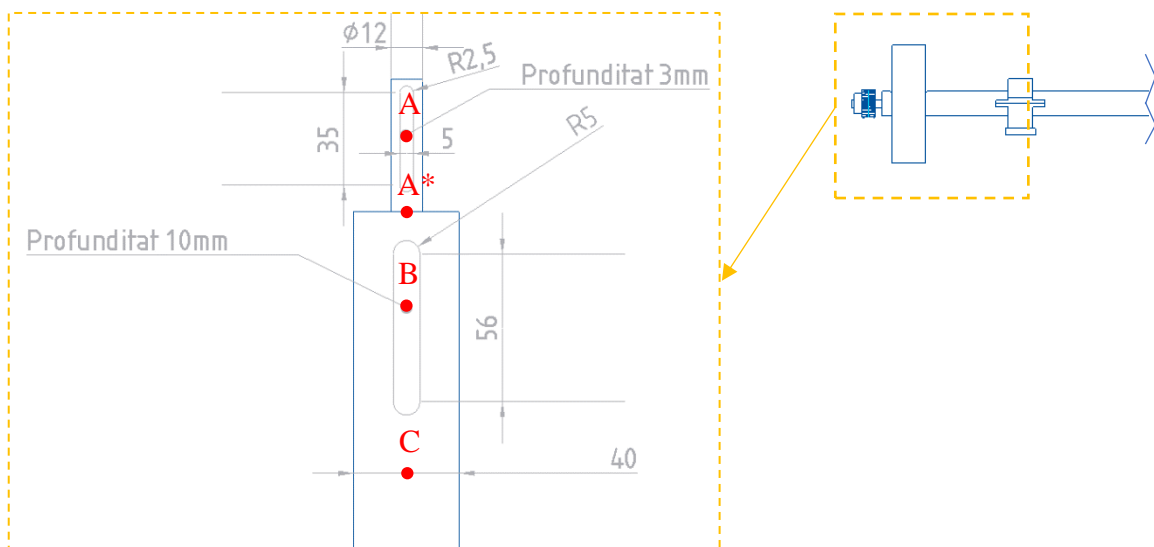


Figura 42. Detall de les dimensions en les seccions crítiques a fatiga.

13 DECKER, K.H. "Elementos de máquinas". Ediciones URMO. 1980

Apunts de l'assignatura Càlcul i disseny de màquines Tema 7 Càlcul d'arbres de transmissió. Autor: Joan Roca.

En la Figura 42 es mostren les principals seccions d'estudi, que es caracteritzen per tenir una secció petita, un canvi de secció i/o una xaveta.

Secció	A	A*	B	C
$M_{fz} [Nmm]$	5160	2700	-3925	-40703
$M_{fy} [Nmm]$	0	-932	-3521	-132000
$M_{fTOTAL} [Nmm]$	5160	2856	5272	138133
$W_f [N/mm^2]$	172,8	172,8	6400	6400
$\sigma_f [N/mm^2]$	29,861	15,527	0,823	21,583
$W_T [N/mm^2]$	345,6	345,6	12800	12800
$\tau_T [N/mm^2]$	30,035	30,035	0,405	0,405
$\sigma_{max.eq.} [N/mm^2]$	36,396	25,963	0,869	21,584

Taula 12. Tensió màxima equivalent en cadascuna de les seccions crítiques.

Es considera un acer amb una resistència a la tracció de $450 N/mm^2$.

Secció	A	A*	B	C
C_s	1,5	1,5	1,5	1,5
$\sigma_w [N/mm^2]$	210	210	210	210
b_0	0,88	0,88	0,88	0,88
R	0	0	0	0
β_{kb}	2,563	1,776	2,957	0,973
α_{kb}	3,2	1,85	3,2	1
$\rho^* [mm]$	0,015	0,015	0,015	0,015
$X [mm^{-1}]$	4,166	0,166	0,45	0,05
$\sigma_G [N/mm^2]$	72,103	104,054	62,496	189,928
$\sigma_{adm} [N/mm^2]$	48,068	69,369	41,664	126,619
$\sigma_{max.eq.} [N/mm^2]$	36,396	25,963	0,869	21,584
	Resisteix	Resisteix	Resisteix	Resisteix

Taula 13. Resistència a fatiga de cadascuna de les seccions crítiques.

Tal i com s'observa en la Taula 13, tot i utilitzar un acer de baixa qualitat, hi ha força diferència entre la tensió màxima equivalent i la tensió admissible. A més s'ha comprovat que un acer amb una resistència de $300 N/mm^2$ també resistiria, però la tensió admissible en la secció A seria molt propera a la tensió màxima equivalent.

3.8. Disseny final

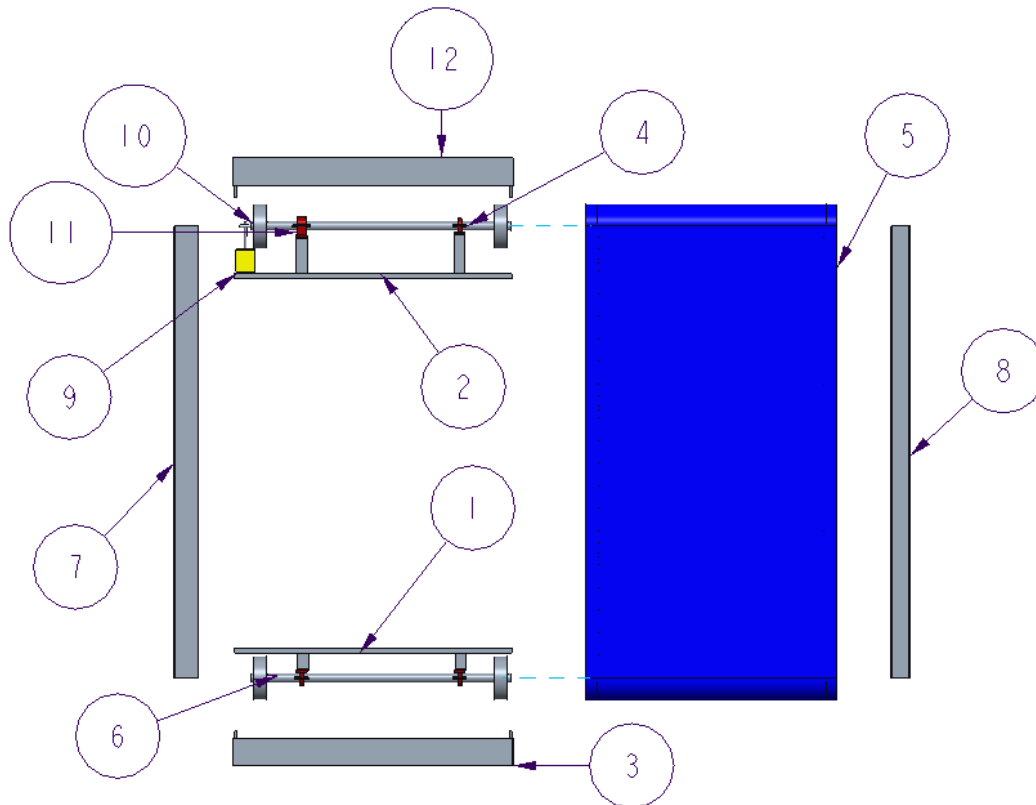


Figura 43. Explosionat del disseny final del sistema.

Nº	Component	Descripció
1	Bancada inferior	Suport per l'eix inferior, acoblat als laterals de l'estructura. Material: alumini.
2	Bancada superior	Suport per l'eix superior, acoblat als laterals de l'estructura. Material: alumini.
3	Base de l'estructura	Suport pels laterals de l'estructura. Material: alumini.
4	Rodament radial	Un en l'eix superior i dos en l'inferior.
5	Cinta	Dues corretges dentades, unides mitjançant la soldadura d'una tela acrílica que conté els tubs d'alumini.
6	Eixos	L'eix superior és el motriu, mentre que l'inferior és conduït. Material: acer.
7	Lateral estructura 1	Suporta les bancades i la tapa, és recolza sobre la base. Material: alumini.
8	Lateral estructura 2	Suporta les bancades i la tapa, és recolza sobre la base. Material: alumini.
9	Motor	Acciona l'eix superior a través d'un vis-sens-fi i corona.
10	Politja	Dues en cada eix, accionen les corretges dentades. Material: alumini.
11	Rodament axial	En l'eix superior, suporta la càrrega axial provocada pel vis-sens-fi i corona.
12	Tapa estructura	Recolzat sobre els dos laterals de l'estructura.

Taula 14. Components que formen el sistema i breu descripció dels mateixos.

4. Conclusió

El dimensionat del sistema PCM s'ha basat inicialment en l'estudi teòric esmentat en el document, intentant reproduir la situació estudiada. Si més no, més endavant s'ha adaptat tenint en compte les limitacions constructives que s'han anat presentant com ara l'espaiat entre tubs, el diàmetre d'aquests o el sistema d'acoblament amb la cinta. Amb la simulació tèrmica s'ha fet evident la necessitat de tenir en compte la temperatura superficial de la tela plàstica, que al principi no es contemplava.

Des del punt de vista mecànic, el sistema no és massa exigent ja que la càrrega que ha de moure és relativament petita. De la mateixa manera, la limitada sol·licitació dinàmica sobre els eixos repercuteix en uns esforços petits, permetent disminuir la qualitat dels materials utilitzats ja que la tensió que han de suportar és molt petita. Una possible consideració podria haver estat la reducció de les dimensions dels eixos augmentant la qualitat dels materials, en qualsevol cas, s'hauria de comprovar els avantatges e inconvenients d'aquesta modificació. La inclusió del mecanisme vis-sens-fi i corona redueix notablement els requisits del motor i per tant, permet instal·lar-ne un força petit que a part de reduir els costos també afavoreix el compactament del sistema.

Una de les grans dificultats del projecte ha estat la presa de decisions, ja que cada paràmetre influeix directa o indirectament en diversos aspectes. Per aquesta raó s'ha de fer certes concessions de disseny, per exemple: com més gran és el diàmetre de les politges major és el moment resistent, però també hi ha més espai a l'interior del sistema per l'aïllament i l'estructura. A més s'ha intentat fer el disseny amb components normalitzats i sovint els fabricants no ofereixen el producte més adequat havent d'adaptar el disseny a les especificacions dels components disponibles.

En general s'ha tingut en compte l'aspecte econòmic a nivell qualitatiu a l'hora d'escollir els components, si més no, no s'ha fet un estudi exhaustiu al respecte ja que en molts elements es difícil obtenir un pressupost exacte i per tant el resultat hagués estat incomplet.

Possible continuació del projecte:

- Estudi de la resistència de la corretja.
- Estudi de resistència de les dents en el mecanisme vis-sens-fi corona.
- Càlcul de l'estructura de suport del sistema.
- Pressupost detallat.
- Disseny del sistema de control del sistema.

5. Bibliografia

Dynamic building envelope with PCM for cooling purposes – Proof of concept, Alvaro de Gracia

Development and characterization of new shape-stabilized phase change material (PCM)—Polymer including electrical arc furnace dust (EAFD), for acoustic and thermal comfort in buildings, Camila Barreneche

Tubs alumini normalitzats <https://www.alu-stock.es/es/aluminio-industria/perfiles-normalizados/tubos-redondos/>

www.brecoflex.com

Apunts de l'assignatura Càlcul i disseny de màquines Tema 4 Transmissions flexibles.
Autor: Joan Roca.

Apunts de l'assignatura Càlcul i disseny de màquines Tema 5 Engranatges. Autor: Joan Roca.

Apunts de l'assignatura Càlcul i disseny de màquines Tema 6 Rodaments, coixinets i guiatges. Autor: Joan Roca.

DECKER, K.H. “Elementos de máquinas”. Ediciones URMO. 1980

Apunts de l'assignatura Càlcul i disseny de màquines Tema 7 Càlcul d'arbres de transmissió. Autor: Joan Roca.

https://khkgears.net/new/worm_gear.html

<https://khkgears.net/pdf/3015/worm-gears.pdf>

www.omc-stepperonline.com

<https://medias.schaeffler.com>

Annex I

1.1. Extracte del catàleg KHK Worm Gears

Spur Gears

Helical Gears

Internal Gears

Racks

Pinions

Specifications	
Precision grade	KHK W 001 grade 4 *
Reference section of gear	Normal plane
Gear teeth	Standard full depth
Normal pressure angle	14° 30'
Material	S45C
Heat treatment	—
Tooth hardness	(less than 194HB)
Surface treatment	Black oxide coating

* The precision grade of J Series products is equivalent to the value shown in the table.

W1


Catalog No.	Normal module	Number of starts	Lead angle	Hand thread	Shape	Bore	Hub dia.	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Hub width (R)	Hub width (L)
						L _{H1}						
● J Series (Available-on-request)							M	N	O	P	Q	Q'
SW2-R1 ● SW2-R1J12 ● SW2-R1J14	m2	1	3°42'	R	W1 W1K W1K	12 12 14	25	31	35	32	14	—
SW2-R2 ● SW2-R2J12 ● SW2-R2J14		2	7°25'	R	W1 W1K W1K	12 12 14	25	31	35	32	14	—
SW2-L1 ● SW2-L1J12 ● SW2-L1J14		1	3°42'	L	W1 W1K W1K	12 12 14	25	31	35	32	14	—
SW2-L2 ● SW2-L2J12 ● SW2-L2J14		2	7°25'	L	W1 W1K W1K	12 12 14	25	31	35	32	14	—

[Caution on Product Characteristics]

① These worms produce axial thrust forces. See Page 362 for more details.

BG • CG Bronze Worm Wheels & Gray Iron Worm Wheels

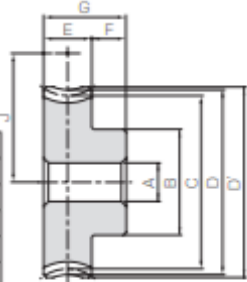
Module 2

	Specifications		
	Catalog No.	BG	CG
	Precision grade	KHK W 002 grade 4 *	
	Reference section of gear	Normal plane	
	Gear teeth	Standard full depth	
	Normal pressure angle	14° 30'	
	Material	CAC502 (formerly JIS PBC2)	FC200 **
	Heat treatment	—	
Tooth hardness	—		

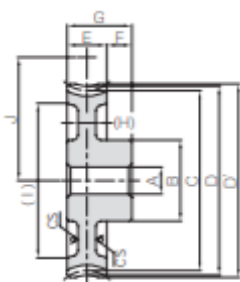
* The precision grade of J Series products is equivalent to the value shown in the table.

** FC200's tensile strength (200N/mm²) is derived from test specimens and differs according to the product shape.

A _{H1}	Bore
B	Hub dia.
C	Pitch dia.
D	Throat dia.
D'	Outside dia.
E	Face width
F	Hub width
G	Length
(H)	Web thickness
(I)	Web O.D.
J	Mounting distance



H1



HB

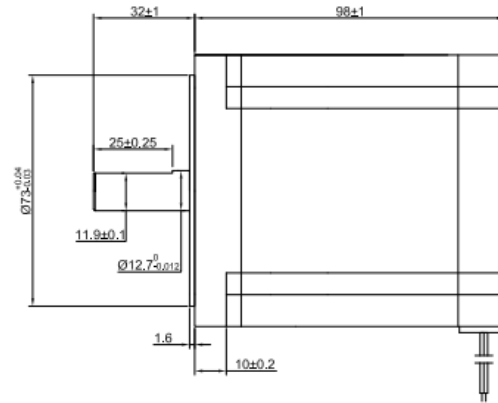
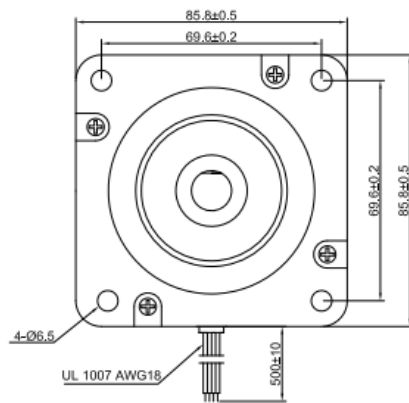
**CS has a sand mold casting finish

**CS has a sand mold casting finish

NOTE 1 : Allowable torque based on worm speed (rpm)																									
Catalog No.	Reduction ratio	No. of teeth	Number of starts	Helix angle	Hand thread	Shape	A _{H1}	B	C	D	D'	E	F	G	(H)	(I)	J	Allowable torque (N·m) NOTE 1						Backlash (mm)	Weight (kg)
																		30 rpm	100 rpm	300 rpm	600 rpm	900 rpm	1200 rpm		
BG2-20R1	20	20	1	3°42'	R	H1		33	40.08	44	46				—	—	35.5	12.3	10.2	8.00	6.59	5.78	5.25	0.33	
BG2-20R2	10		2	7°25'					12.3									10.0	7.51	6.15	5.32	4.80			
BG2-20L1	20		1	3°42'					12.3									10.2	8.00	6.59	5.78	5.25			
BG2-20L2	10		2	7°25'					12.3									10.0	7.51	6.15	5.32	4.80			
CG2-20R1	20	20	1	3°42'	R	H1	12	33	40.08	44	46	22	13	35	(7)	(88)	35.5	7.38	6.15	4.80	3.95	3.47	3.15	0.10—0.28	
CG2-20R2	10	20	2	7°25'				33	40.34	44	46						35.5	7.40	6.00	4.51	3.69	3.19	2.88		
CG2-30R1	30	30	1	3°42'				40	60.13	64	66						45.5	15.6	13.1	10.4	8.74	7.70	6.96		
CG2-30R2	15	30	2	7°25'				40	60.51	64	66						45.5	15.7	13.1	9.96	8.15	7.18	6.45		
CG2-40R1	40	40	1	3°42'				45	80.17	84	86						55.5	26.7	22.5	18.1	15.4	13.55	12.3		
CG2-50R1	50	50	1	3°42'				48	100.21	104	106						65.5	40.3	34.1	27.6	23.6	21.0	19.1		
CG2-50R2	25	50	2	7°25'	HB			48	100.84	104	106				(7)	(88)	65.5	40.7	34.0	26.9	22.4	19.6	17.8	1.01	
CG2-60R1	60	60	1	3°42'				60	120.25	124	126						75.5	56.4	47.9	38.9	33.3	29.9	27.2		1.44
CG2-20L1	20	20	1	3°42'	L	H1		33	40.08	44	46				—	—		35.5	7.38	6.15	4.80	3.95	3.47	3.15	0.27
CG2-20L2	10	20	2	7°25'				33	40.34	44	46							35.5	7.40	6.00	4.51	3.69	3.19	2.88	
CG2-30L1	30	30	1	3°42'				40	60.13	64	66							45.5	15.6	13.1	10.4	8.74	7.70	6.96	
CG2-30L2	15	30	2	7°25'				40	60.51	64	66							45.5	15.7	13.1	9.96	8.15	7.18	6.45	
CG2-40L1	40	40	1	3°42'				45	80.17	84	86							55.5	26.7	22.5	18.1	15.4	13.55	12.3	
CG2-50L1	50	50	1	3°42'				48	100.21	104	106							65.5	40.3	34.1	27.6	23.6	21.0	19.1	
CG2-50L2	25	50	2	7°25'	HB			48	100.84	104	106				(7)	(88)	65.5	40.7	34.0	26.9	22.4	19.6	17.8	1.01	
CG2-60L1	60	60	1	3°42'				60	120.25	124	126						75.5	56.4	47.9	38.9	33.3	29.9	27.2		1.44

* Please see Page 394 for Cautions on Product Characteristics and Cautions on Performing Secondary Operations.

1.2. Especificacions motor NEMA 34HS38-3008S



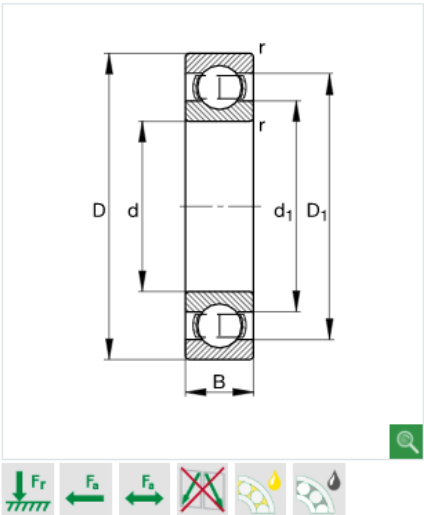
SPECIFICATION	CONNECTION	UNIPOLAR	BIPOLAR (SERIAL)	BIPOLAR (PARALLEL)	UNIPOLAR	BIPOLAR SERIES
AMPS/PHASE		3.00	2.12	4.24	BLU A BLK B WHT O ORG A	BLU A BLK B WHT O ORG A
RESISTANCE/PHASE(Ohms)@25°C		1.60±10%	3.20±10%	0.80±10%	RED B GRN YEL O BRN B	RED B GRN YEL B BRN B
INDUCTANCE/PHASE(mH)@1KHz		8.00±20%	32.00±20%	8.00±20%	BLU WHT A BLK ORG A	BLU WHT A BLK ORG A
HOLDING TORQUE(Nm) [lb-in]		5.00[44.25]	7.07[62.57]	7.07[62.57]	BIPOLAR PARALLEL	
STEP ANGLE(°)		1.80			RED YEL B GRN BRN B	
STEP ACCURACY(NON-ACCUM)			±5.00%			
ROTOR INERTIA(g-cm²)			1800.00			
WEIGHT(Kg) [lb]			3.13[6.90]			
TEMPERATURE RISE:MAX.80°C (MOTOR STANDSTILL;FOR 2PHASE ENERGIZED)						
AMBIENT TEMPERATURE -10°C~50°C[14°F~122°F]						
INSULATION RESISTANCE 100 Mohm (UNDER NORMAL TEMPERATURE AND HUMIDITY)						
INSULATION CLASS B 130°C[266°F]						
DIELECTRIC STRENGTH 500VAC FOR 1MIN.(BETWEEN THE MOTOR COILS AND THE MOTOR CASE)						
AMBIENT HUMIDITY MAX.85%(NO CONDENSATION)						
					APVD	8.18.2018
					CHKD	
		1:1.5	DRN			
		SCALE	SIGNATURE	DATE	STEPPER MOTOR	
					34HS38-3008S	

1.3. Especificacions rodament radial 61808

61808

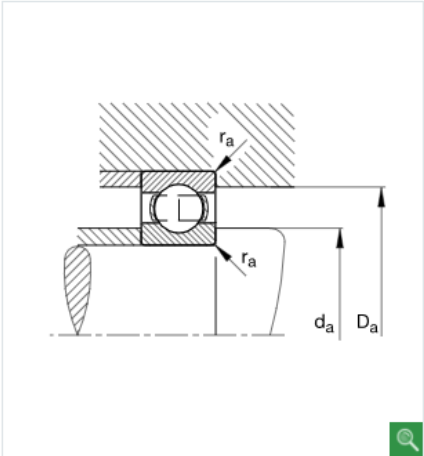
Rodamiento rígido a bolas

medidas principales según DIN 625-1



d	40 mm
D	52 mm
B	7 mm

D ₁	48,1 mm
D _{a max}	50 mm
d ₁	43,2 mm
d _{a min}	42 mm
r _{a max}	0,3 mm
r _{min}	0,3 mm




m	0,035 kg	Peso
C _r	4900 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C _{0r}	3750 N	Capacidad de carga estática, radial
C _{ur}	196 N	Carga límite de fatiga, radial
n _G	19300 1/min	Velocidad límite
n _{3r}	8600 1/min	Velocidad de referencia
f ₀	14,6	Factor de cálculo

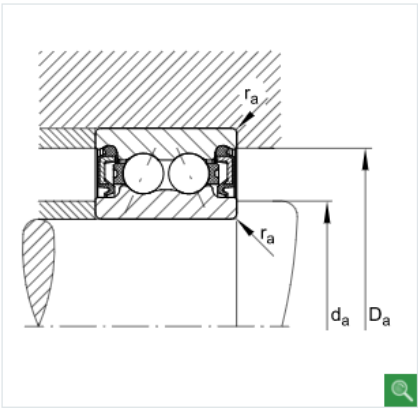
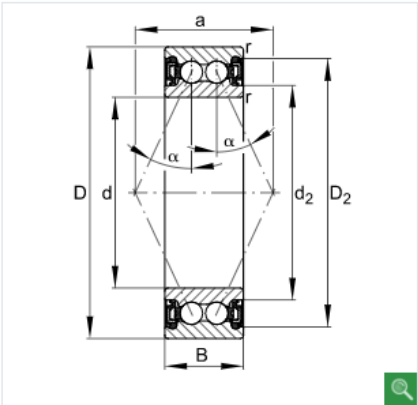
1.4. Especificacions rodament de contacte angular 3808-B-2RZ-TVH

3808-B-2RZ-TVH

Rodamientos a bolas de contacto angular

de dos hileras, obturación de labio en ambos lados, ángulo de contacto $\alpha = 25^\circ$

 Añadir a la cesta de productos



d	40 mm
D	52 mm
B	10 mm

a	25,2 mm	
D ₂	49,6 mm	
D _{a max}	50 mm	
d ₂	43,5 mm	
d _{a min}	42 mm	
r _{a max}	0,3 mm	
r _{min}	0,3 mm	
α	25 °	Ángulo de contacto

m	0,046 kg	Peso
C _r	6900 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C _{0r}	7600 N	Capacidad de carga estática, radial
C _{ur}	430 N	Carga límite de fatiga, radial
n _G	10300 1/min	Velocidad límite
n _{gr}	6300 1/min	Velocidad de referencia

Annex II

1. Taula de resultats dels càlculs dinàmics

t [s]	α [rad/s ²]	ω [rad/s]	β [rad]	Mres [Nm]	M1 [Nm]	P[W]	Mm [Nm]	MmCs [Nm]
0,000	5,000	0,000	0,000	11,506	12,677	0,000	2,669	4,003
0,057	5,000	0,286	0,008	11,506	12,677	3,621	2,669	4,003
0,114	5,000	0,571	0,033	11,506	12,677	7,241	2,669	4,003
0,171	5,000	0,857	0,073	11,506	12,677	10,862	2,669	4,003
0,228	5,000	1,142	0,131	11,506	12,677	14,482	2,669	4,003
0,286	5,000	1,428	0,204	11,505	12,676	18,102	2,669	4,003
0,343	5,000	1,714	0,294	11,504	12,675	21,720	2,668	4,002
0,400	5,000	1,999	0,400	11,501	12,672	25,335	2,668	4,002
0,457	5,000	2,285	0,522	11,496	12,667	28,942	2,667	4,000
0,514	5,000	2,570	0,661	11,486	12,657	32,533	2,664	3,997
0,571	5,000	2,856	0,816	11,468	12,639	36,098	2,661	3,991
0,628	5,000	3,142	0,987	11,439	12,611	39,618	2,655	3,982
0,685	5,000	3,427	1,175	11,395	12,566	43,067	2,645	3,968
0,743	5,000	3,713	1,379	11,328	12,500	46,409	2,631	3,947
0,800	5,000	3,998	1,599	11,233	12,404	49,597	2,611	3,917
0,857	5,000	4,284	1,835	11,100	12,271	52,570	2,583	3,875
0,914	5,000	4,570	2,088	10,921	12,092	55,255	2,545	3,818
0,971	5,000	4,855	2,357	10,685	11,856	57,565	2,496	3,744
1,028	0,000	5,000	2,641	10,386	10,386	51,932	2,186	3,280
1,085	0,000	5,000	2,926	10,034	10,034	50,169	2,112	3,168
1,142	0,000	5,000	3,212	9,656	9,656	48,281	2,033	3,049
1,200	0,000	5,000	3,498	9,334	9,334	46,671	1,965	2,947
1,257	0,000	5,000	3,783	9,012	9,012	45,062	1,897	2,846
1,314	0,000	5,000	4,069	8,690	8,690	43,452	1,829	2,744
1,371	0,000	5,000	4,354	8,369	8,369	41,843	1,762	2,643
1,428	0,000	5,000	4,640	8,047	8,047	40,234	1,694	2,541
1,485	0,000	5,000	4,926	7,725	7,725	38,624	1,626	2,439
1,542	0,000	5,000	5,211	7,403	7,403	37,015	1,558	2,338
1,599	0,000	5,000	5,497	7,081	7,081	35,406	1,491	2,236
1,656	0,000	5,000	5,782	6,759	6,759	33,796	1,423	2,134
1,714	0,000	5,000	6,068	6,437	6,437	32,187	1,355	2,033
1,771	0,000	5,000	6,354	6,116	6,116	30,578	1,287	1,931
1,828	0,000	5,000	6,639	5,794	5,794	28,968	1,220	1,829
1,885	0,000	5,000	6,925	5,472	5,472	27,359	1,152	1,728
1,942	0,000	5,000	7,210	5,150	5,150	25,750	1,084	1,626
1,999	0,000	5,000	7,496	4,828	4,828	24,140	1,016	1,525
2,056	0,000	5,000	7,782	4,506	4,506	22,531	0,949	1,423
2,113	0,000	5,000	8,067	4,184	4,184	20,922	0,881	1,321
2,171	0,000	5,000	8,353	3,862	3,862	19,312	0,813	1,220
2,228	0,000	5,000	8,638	3,541	3,541	17,703	0,745	1,118
2,285	0,000	5,000	8,924	3,219	3,219	16,094	0,678	1,016
2,342	0,000	5,000	9,210	2,897	2,897	14,484	0,610	0,915
2,399	0,000	5,000	9,495	2,575	2,575	12,875	0,542	0,813
2,456	0,000	5,000	9,781	2,253	2,253	11,265	0,474	0,711
2,513	0,000	5,000	10,066	1,931	1,931	9,656	0,407	0,610

t [s]	α [rad/s ²]	ω [rad/s]	β [rad]	Mres [Nm]	M1 [Nm]	P[W]	Mm [Nm]	MmCs [Nm]
2,570	0,000	5,000	10,352	1,609	1,609	8,047	0,339	0,508
2,628	0,000	5,000	10,638	1,287	1,287	6,437	0,271	0,407
2,685	0,000	5,000	10,923	0,966	0,966	4,828	0,203	0,305
2,742	0,000	5,000	11,209	0,644	0,644	3,219	0,136	0,203
2,799	0,000	5,000	11,495	0,322	0,322	1,609	0,068	0,102
2,856	0,000	5,000	11,780	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
2,913	0,000	5,000	12,066	-0,322	-0,322	-1,609	-0,068	-0,102
2,970	0,000	5,000	12,351	-0,644	-0,644	-3,219	-0,136	-0,203
3,027	0,000	5,000	12,637	-0,966	-0,966	-4,828	-0,203	-0,305
3,085	0,000	5,000	12,923	-1,287	-1,287	-6,437	-0,271	-0,407
3,142	0,000	5,000	13,208	-1,609	-1,609	-8,047	-0,339	-0,508
3,199	0,000	5,000	13,494	-1,931	-1,931	-9,656	-0,407	-0,610
3,256	0,000	5,000	13,779	-2,253	-2,253	-11,265	-0,474	-0,711
3,313	0,000	5,000	14,065	-2,575	-2,575	-12,875	-0,542	-0,813
3,370	0,000	5,000	14,351	-2,897	-2,897	-14,484	-0,610	-0,915
3,427	0,000	5,000	14,636	-3,219	-3,219	-16,094	-0,678	-1,016
3,484	0,000	5,000	14,922	-3,541	-3,541	-17,703	-0,745	-1,118
3,541	0,000	5,000	15,207	-3,862	-3,862	-19,312	-0,813	-1,220
3,599	0,000	5,000	15,493	-4,184	-4,184	-20,922	-0,881	-1,321
3,656	0,000	5,000	15,779	-4,506	-4,506	-22,531	-0,949	-1,423
3,713	0,000	5,000	16,064	-4,828	-4,828	-24,140	-1,016	-1,525
3,770	0,000	5,000	16,350	-5,150	-5,150	-25,750	-1,084	-1,626
3,827	0,000	5,000	16,635	-5,472	-5,472	-27,359	-1,152	-1,728
3,884	0,000	5,000	16,921	-5,794	-5,794	-28,968	-1,220	-1,829
3,941	0,000	5,000	17,207	-6,116	-6,116	-30,578	-1,287	-1,931
3,998	0,000	5,000	17,492	-6,437	-6,437	-32,187	-1,355	-2,033
4,056	0,000	5,000	17,778	-6,759	-6,759	-33,796	-1,423	-2,134
4,113	0,000	5,000	18,063	-7,081	-7,081	-35,406	-1,491	-2,236
4,170	0,000	5,000	18,349	-7,403	-7,403	-37,015	-1,558	-2,338
4,227	0,000	5,000	18,635	-7,725	-7,725	-38,624	-1,626	-2,439
4,284	0,000	5,000	18,920	-8,047	-8,047	-40,234	-1,694	-2,541
4,341	0,000	5,000	19,206	-8,369	-8,369	-41,843	-1,762	-2,643
4,398	0,000	5,000	19,491	-8,690	-8,690	-43,452	-1,829	-2,744
4,455	0,000	5,000	19,777	-9,012	-9,012	-45,062	-1,897	-2,846
4,513	0,000	5,000	20,063	-9,334	-9,334	-46,671	-1,965	-2,947
4,570	0,000	5,000	20,348	-9,656	-9,656	-48,281	-2,033	-3,049
4,627	0,000	5,000	20,634	-10,034	-10,034	-50,169	-2,112	-3,168
4,684	0,000	5,000	20,919	-10,386	-10,386	-51,932	-2,186	-3,280
4,741	-5,000	4,855	21,203	-10,685	-11,856	-57,565	-2,496	-3,744
4,798	-5,000	4,570	21,472	-10,921	-12,092	-55,255	-2,545	-3,818
4,855	-5,000	4,284	21,725	-11,100	-12,271	-52,570	-2,583	-3,875
4,912	-5,000	3,998	21,961	-11,233	-12,404	-49,597	-2,611	-3,917
4,969	-5,000	3,713	22,182	-11,328	-12,500	-46,409	-2,631	-3,947
5,027	-5,000	3,427	22,386	-11,395	-12,566	-43,067	-2,645	-3,968
5,084	-5,000	3,142	22,573	-11,439	-12,611	-39,618	-2,655	-3,982

t [s]	α [rad/s ²]	ω [rad/s]	β [rad]	Mres [Nm]	M1[Nm]	P[W]	Mm [Nm]	MmCs [Nm]
5,141	-5,000	2,856	22,745	-11,468	-12,639	-36,098	-2,661	-3,991
5,198	-5,000	2,570	22,900	-11,486	-12,657	-32,533	-2,664	-3,997
5,255	-5,000	2,285	23,038	-11,496	-12,667	-28,942	-2,667	-4,000
5,312	-5,000	1,999	23,161	-11,501	-12,672	-25,335	-2,668	-4,002
5,369	-5,000	1,714	23,267	-11,504	-12,675	-21,720	-2,668	-4,002
5,426	-5,000	1,428	23,356	-11,505	-12,676	-18,102	-2,669	-4,003
5,484	-5,000	1,142	23,430	-11,506	-12,677	-14,482	-2,669	-4,003
5,541	-5,000	0,857	23,487	-11,506	-12,677	-10,862	-2,669	-4,003
5,598	-5,000	0,571	23,528	-11,506	-12,677	-7,241	-2,669	-4,003
5,655	-5,000	0,286	23,552	-11,506	-12,677	-3,621	-2,669	-4,003
5,712	-5,000	0,000	23,560	-11,506	-12,677	0,000	-2,669	-4,003

Annex III

Índex de plànols

- 1. Plànol del muntatge del sistema**
- 2. Plànol de la bancada inferior**
- 3. Plànol de la bancada superior**
- 4. Plànol del conjunt corretja i tela**
- 5. Plànol dels dos eixos del sistema**
- 6. Plànol del conjunt motor**
- 7. Plànol d'una de les politges**
- 8. Plànol del suport del rodament axial**
- 9. Plànol del suport del rodament radial**
- 10. Plànol de la base de l'estructura**
- 11. Plànol del lateral 1 de l'estructura**
- 12. Plànol del lateral 2 de l'estructura**
- 13. Plànol de la tapa de l'estructura**